



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

21 Aktenzeichen: 103 02 601.0
22 Anmeldetag: 23. 1. 2003
43 Offenlegungstag: 11. 9. 2003

30 Unionspriorität:

02-15858 24. 01. 2002 JP
02-57824 04. 03. 2002 JP

71 Anmelder:

Toyota Jidosha K.K., Toyota, Aichi, JP

74 Vertreter:

Tiedtke, Bühling, Kinne & Partner GbR, 80336
München

72 Erfinder:

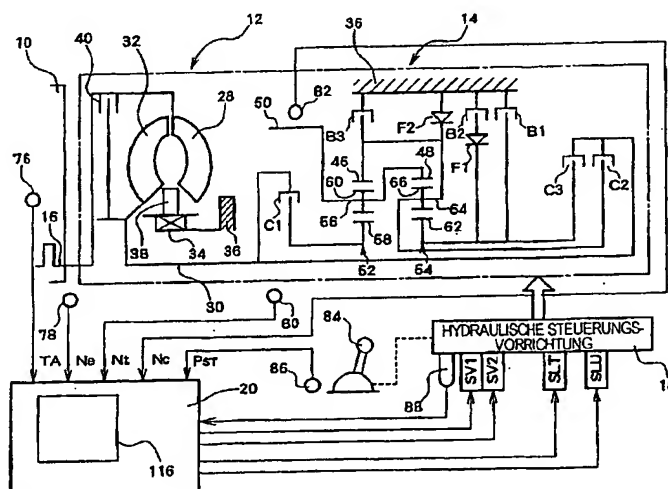
Tokura, Takaaki, Toyota, Aichi, JP; Kono, Katsumi,
Toyota, Aichi, JP; Asahara, Norimi, Toyota, Aichi,
JP; Hibino, Ryoichi, Aichi, JP; Nisizawa, Hiroyuki,
Aichi, JP; Osawa, Masataka, Aichi, JP

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

54 Automatikgetriebesteuerung

57 Beim Wechseln von Gängen wird die einrückseitige Kupplungskraft eines Automatikgetriebes (32) im Ansprechen auf einen einrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrag gesteuert, der im voraus in einem Speicherabschnitt (36) des einrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrags gesetzt ist. Ein Berechnungsblock (40) des ausrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrags hat ein internes physikalisches Modell des Automatikgetriebes (32). Dieser Berechnungsblock (40) des ausrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrags berechnet dann einen ausrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrag aus einem Übertragungseingangsdrehmomentschätzblock (34) berechnet wird, einem Laufwiderstandsschätzblock (38) und einem einrücksseitigen Kupplungskraftsteuerbetrags. Da der ausrückseitige Kupplungskraftsteuerbetrag unter Verwendung eines physikalischen Modells berechnet wird, ist es einfach, den ausrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrag einzustellen. Es ist ebenso geeignet, das Verbrennungsmotordrehmoment zu der Zeit des Gangwechsels zu steuern, und ebenso kann dieses Verbrennungsmotordrehmoment unter Verwendung einer physikalischen Gleichung ermittelt werden.



[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft eine Steuerung für ein Automatikgetriebe, das bei einem Automobil oder ähnlichem verwendet wird.

[0002] Automatikgetriebe werden weit verbreitet als Getriebe für Automobile und so weiter verwendet. Mit einem herkömmlichen Automatikgetriebe, das eine Antriebswelle eines Antriebsmotors, wie zum Beispiel eines Verbrennungsmotors, als Eingabe verwendet, wird verursacht, dass sich eine Turbine einer Eingangswelle eines Drehmomentwandlers dreht und die Eingabe bei einem bestimmten Übersetzungsverhältnis durch ein Planetengetriebe gewandelt wird, das mit der Eingangswelle verbunden ist, und auf eine Ausgangswelle übertragen. Eine Vielzahl von Reibungseingriffsvorrichtungen für Kupplungen oder Bremsen sind zwischen der Eingangswelle und der Ausgangswelle zum Regulieren einer Bewegung dieser Planetengetriebe vorgesehen und das Getriebeverhältnis wird in Abhängigkeit davon, welche dieser Reibungseingriffsvorrichtungen im Eingriff ist, geschaltet. Normalerweise werden Reibungseingriffsvorrichtungen, die eingerückt werden, gemäß der Eingangswelldrehzahl und dem Drosselöffnungsbeitrag zum Schalten der Übersetzungsverhältnisse geschaltet.

[0003] Als allgemeine Regel arbeitet eine Gangwechselsteuerung für ein Automatikgetriebe sequentiell durch eine Gangwechselstartzeitsteuerung, eine Drehmomentphasensteuerung, eine Trägheitsphasensteuerung und eine Gangwechselbeendigungszeitsteuerung. Hier ist die Drehmomentphase eine Zone, wo die eingriffsseitigen Kupplungen im Eingriff sind und ein jeweiliges übertragenes Drehmoment umgewandelt wird, während die ausrückseitigen Kupplungen ausgerückt werden, und ist die Trägheitsphase eine Zone, wobei der die Eingangswelldrehzahl in Richtung auf eine Drehzahl gebracht wird, die durch die Ausgangswelldrehzahl und das Zielübersetzungsverhältnis ermittelt wird.

[0004] Wenn bei der Drehmomentphase der einrückseitige Kupplungseingriff im Vergleich mit der Zeitabstimmung des Ausrückens der ausrückseitigen Kupplung zu der Zeit des Ausrückens der ausrückseitigen Kupplung langsam ist, wird das zu der einrückseitigen Kupplung übertragene Drehmoment im Vergleich mit dem Eingangsdruckmoment für das plötzliche Ansteigen der Turbinendrehzahl ausreichend klein. Andererseits ist die einrückseitige Kupplungseingriffszeitabstimmung früh, wird das übertragene Drehmoment durch die einrückseitige Kupplung zu der Zeit des Ausrückens der ausrückseitigen Kupplung groß und fällt die Turbinendrehzahl rasch ab.

[0005] In der Trägheitsphase wird die Regulierung der Eingangswelldrehzahl durch Verursachen des Eingriffs der Reibungseingriffsvorrichtungen durchgeführt, aber wenn zu dieser Zeit die Reibungseingriffsvorrichtungen plötzlich in Eingriff gebracht werden, ändert sich das Ausgangsdrehmoment plötzlich, wobei ein Gangwechselstoß erzeugt wird. Da ebenso die Zeit, die zum Ändern des Gangs erforderlich ist, verlängert wird, wenn die Reibungseingriffsvorrichtungen langsam in Eingriff gebracht werden, ist dies von dem Standpunkt des Fahrers unerwünscht und senkt ebenso die Haltbarkeit der Reibungseingriffsvorrichtungen.

[0006] Es ist ein Vorteil der vorliegenden Erfindung, dass sie eine Automatikgetriebebesteuerung schafft, die einen geeigneten Gangwechselbetrieb geeignet durchführen kann.

[0007] Mit der vorliegenden Erfindung wird die einrückseitige Drehmomentphasenkupplungskraft durch eine Einstellvorrichtung eingestellt beziehungsweise gesetzt. Eine Kupplungskraftsteuerung ermittelt dann den ausrücksei-

gen Kupplungskraftsteuerbetrag gemäß dem einrückseitigen Kupplungssteuerzustand unter Verwendung eines physikalischen Modells des Automatikgetriebes.

[0008] Es ist daher möglich, eine Einstellung der Kupplungskraft für die einrückseitigen Kupplungen und die ausrückseitigen Kupplungen durch Ändern des Setzens der einrückseitigen Kupplungskraft ohne Ändern von sowohl der einrückseitigen Kupplungskraft als auch der ausrückseitigen Kupplungskraft durch Versuch und Fehler durchzuführen. Ebenso können bei dem physikalischen Modell Zeitabstimmungseinstellungen einfach durch Einstellen eines bestimmten Versatzes beziehungsweise einer bestimmten Verschiebung durchgeführt werden.

[0009] Bei der Trägheitsphase ist es geeignet, eine Verbrennungsmotordrehmomentsteuerung durchzuführen. Hier ist es vorzuziehen, einen Antriebsdrehmomentzielwert unter Verwendung einer physikalischen Gleichung zu berechnen, die einen Trägheitsphasenzeitzielwert und einen Übertragungsdrehmomentschätzzeitrichtungs-schätzwert (Getriebedrehmomentschätzzeitrichtungs-schätzwert) verwendet. Auf diesem Weg wird es notwendig, eine Steuerungsabbildung zum Erhalten eines Antriebsdrehmomentanweisungswerts zu verwenden, und es ist möglich, den Einsatz einer experimentellen Überprüfung eines geeigneten Werts für den Antriebsdrehmomentanweisungswert wegzulassen. Demgemäß ist es möglich, die Steuerungsabbildungserzeugungszeit bedeutend zu verringern, während gleichzeitig die wechselseitige Unvereinbarkeit zwischen dem Gangwechselstoß und der Gangwechselzeit in der Trägheitsphase in Übereinstimmung zu bringen.

[0010] Fig. 1 ist eine Zeichnung, die den Aufbau eines Automatikgetriebes zeigt,

[0011] Fig. 2 ist eine Zeichnung, die den Aufbau eines Automatikgetriebebesteuerungssystems mit Bezug auf ein Ausführungsbeispiel zeigt,

[0012] Fig. 3 ist eine Zeichnung, die Kupplungskraftsteuerungszustände für eine einrückseitige Kupplung und eine ausrückseitige Kupplung zeigt,

[0013] Fig. 4 ist eine Zeichnung, die den Aufbau eines Automatikgetriebebesteuerungssystems mit Bezug auf ein weiteres Ausführungsbeispiel zeigt,

[0014] Fig. 5 ist eine Zeichnung, die den Aufbau eines Automatikgetriebebesteuerungssystems mit Bezug auf ein weiteres Ausführungsbeispiel zeigt,

[0015] Fig. 6 ist eine Zeichnung, die den Aufbau eines Automatikgetriebebesteuerungssystems mit Bezug auf ein weiteres Ausführungsbeispiel zeigt,

[0016] Fig. 7 ist eine Zeichnung, die den Aufbau eines Fahrzeuggetriebes einschließlich einer Automatikgetriebebesteuerung eines Ausführungsbeispiels zeigt,

[0017] Fig. 8 ist eine Zeichnung zum Beschreiben von Schaltstufen, die durch einen kombinierenden Betrieb von Reibungseingriffsvorrichtungen bei dem Automatikgetriebe der Ausführungsbeispiele erzielt werden,

[0018] Fig. 9 ist eine Zeichnung, die den Umrissaufbau einer Hydrauliksteuerung eines Ausführungsbeispiels zeigt,

[0019] Fig. 10 ist ein Blockdiagramm, das ein Aufbaubeispiel einer Trägheitsphasensteuerungseinrichtung innerhalb einer elektronischen Steuerung eines Ausführungsbeispiels zeigt,

[0020] Fig. 11 ist ein Zeitabstimmungsdiagramm, das eine Variation über die Zeit der Eingangswelldrehzahl, der Ausgangswelldrehzahl, des Hydraulikdrucks, der zu der Kupplung C1 zugeführt wird, des Hydraulikdrucks, der zu der Bremse B1 zugeführt wird, des Verbrennungsmotordrehmoments und des Ausgangswelldrehmoments bei einer Automatikgetriebebesteuerung des Ausführungsbeispiels zu der Zeit eines Gangwechselbetriebs zeigt,

[0021] Fig. 12 ist ein Blockdiagramm, das ein Aufbaubeispiel einer Trägheitsphasensteuerungseinrichtung innerhalb einer elektronischen Steuerung eines weiteren Ausführungsbeispiels zeigt.

[0022] Fig. 13 ist ein Blockdiagramm, das ein Beispiel eines Aufbaus einer weiteren Trägheitsphasensteuerungseinrichtung innerhalb einer elektronischen Steuerung zeigt.

[0023] Fig. 14 ist ein Blockdiagramm, das einen Beispielaufbau einer Trägheitsphasensteuerungseinrichtung innerhalb einer elektronischen Steuerung eines weiteren Ausführungsbeispiels zeigt.

[0024] Ausführungsbeispiele der vorliegenden Erfindung werden im folgenden auf der Grundlage der Zeichnungen beschrieben.

[0025] Zunächst wird eine einfache Beschreibung eines Automatikgetriebes angegeben, dass die Kupplung-zu-Kupplung-Steuerung (Kupplung-Kupplung-Steuerung) dieses Ausführungsbeispiels verwendet. Mit diesem Automatikgetriebe wird, während eine Abgabe einer Getriebeleistungsübertragungsantriebsleistung (Ausrückseite) ausgerückt wird, eine Abgabe einer Schaltstufenübertragungsantriebsleistung von dieser Schaltstufe (Einrückseite) zum Ausführen eines Wechsels von Schaltstufen durchgeführt.

[0026] Insbesondere wird, wie in Fig. 1 gezeigt ist, die Abgabe des Verbrennungsmotors 1 auf die Kupplungen 3 und 4 über den Drehmomentwandler 2 übertragen. In diesem Beispiel ist die Kupplung 3 eine Kupplung für ein viertes Zahnrad, während die Kupplung 4 eine Kupplung für ein drittes Zahnrad ist. Ein viertes Zahnrad 5 ist mit einer Ausgangsseite der Kupplung 3 verbunden und ein drittes Zahnrad 6 ist mit der Ausgangsseite der Kupplung 4 verbunden. Das vierte Zahnrad 5 und das dritte Zahnrad 6 sind mit einem Ausgangszahnrad 7 verbunden und eine Antriebswelle 8 ist mit diesem Ausgangszahnrad 7 verbunden.

[0027] Beispielsweise wird das Schalten von Gängen von dem dritten Gang zu dem vierten Gang durch Ausrücken der Kupplung 4 von einem gekuppelten Zustand und Einrücken der Kupplung 3 von einem ausgerückten Zustand durchgeführt.

[0028] Fig. 2 ist ein Blockdiagramm, das den Gesamtaufbau eines Systems mit einer Automatikgetriebebesteuerung des Ausführungsbeispiels zeigt.

[0029] Eine Ausgangswelle eines Verbrennungsmotors 130 ist mit einem Automatikgetriebe 132 verbunden und eine Ausgangswelle dieses Automatikgetriebes 132 wird auf die Fahrzeugräder über ein Differenzialgetriebe und so weiter übertragen.

[0030] Signale, die Abgabebedingungen des Verbrennungsmotors 130 darstellen, wie zum Beispiel die Verbrennungsmotordrehzahl und so weiter, werden einem Getriebeeingangsdrehmomentschätzblock 134 zugeführt. Signale, die Getriebebedingungen bei dem Automatikgetriebe 132 darstellen, wie zum Beispiel die Getriebeeingangsdrehzahl und so weiter, werden dem Getriebeeingangsdrehmomentschätzblock 134 ebenso zugeführt. Wie in Fig. 1 gezeigt ist, ist ein Drehmomentwandler zwischen der Verbrennungsmotorausgangswelle und den Kupplungen angeordnet. Die Drehzahl der Getriebeeingangswelle ist die Drehzahl der Drehmomentwandlerausgangswelle und die Drehzahl der Drehmomentwandlereingangswelle ist die Drehzahl des Verbrennungsmotors. Ein Getriebeeingangsdrehmomentschätzwert (Drehmomentwandlerausgangsdrehmomentschätzwert) wird durch den Getriebeeingangsdrehmomentschätzblock 134 auf der Grundlage dieser Eingangssignale berechnet.

[0031] Insbesondere werden ein Drehmomentverhältnis zwischen der Eingabe und der Ausgabe des Drehmomentwandlers und die Drehmomentwandlerkapazität durch ein

Verhältnis einer Eingangsdrehzahl zu einer Ausgangsdrehzahl ermittelt. Drehmomentwandlercharakteristiken werden gemäß den vorstehend beschriebenen Eingangssignalen ermittelt. Bei dieser Drehmomentwandlercharakteristik wird ein Wert, der die Verbrennungsmotordrehzahl im Quadrat ist, als Drehmomentwandlerausgangsdrehmoment berechnet. Jedoch berücksichtigt dies nicht dynamische Charakteristiken und es ist vorzuziehen, dass Getriebeeingangsdrehmoment ebenso unter Berücksichtigung der dynamischen Charakteristiken zu berechnen.

[0032] Ein Speicherabschnitt 136 für den einrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrag ist ebenso mit dem Automatikgetriebe 132 verbunden, von dem eine einrückseitiger Kupplungskraftsteuerbetrag direkt vorgesehen wird. Dieser einrückseitige Kupplungskraftsteuerbetrag hat eine vorbestimmte Charakteristik, hat ein Muster, das eine graduelle Erhöhung des hydraulischen Drucks zu der einrückseitigen Kupplung verursacht, wenn es eine Gangwechselanweisung gibt, und kann beliebig gesetzt werden.

[0033] Signale, die Getriebezustände des Automatikgetriebes 132 darstellen, wie zum Beispiel eine Getriebeausgangsdrehzahl und ein Getriebeausgangsdrehmoment, werden einem Laufwiderstandsschätzblock 138 zugeführt. Dieser Laufwiderstandsschätzblock 138 berechnet einen Laufwiderstand, beim tatsächlichen Laufen aus der Getriebeausgangsdrehzahl und dem Getriebeausgangsdrehmoment. Der Laufwiderstand bzw. Fahrwiderstand, der vorhergehend aus einer mechanischen Reibung des Drehmomentübertragungssystems und dem Luftwiderstand in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit und so weiter erhalten wurde, wird ebenso berücksichtigt.

[0034] Ein Getriebeeingangsdrehmomentschätzwert von dem Getriebeeingangsdrehmomentschätzblock 134 wird einem Berechnungsblock 140 eines ausrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrags zugeführt. Ein Laufwiderstandsschätzwert von dem Laufwiderstandsschätzblock 138 und ein einrückseitiger Kupplungskraftsteuerbetrag von dem Speicherabschnitt 136 des einrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrags werden ebenso dem Berechnungsblock 140 des ausrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrags zugeführt.

[0035] Der Berechnungsblock 140 des ausrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrags erzeugt dann einen geeigneten ausrückseitigen Kupplungskraftbetrag auf der Grundlage des zugeführten Schätzwerts und so weiter. Insbesondere hat der Berechnungsblock 140 des ausrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrags ein physikalisches Modell für den Getriebeabschnitt mit Kupplungen und Zahnradern beziehungsweise Getrieben des Automatikgetriebes 132. Der zugeführte Laufwiderstand und das Eingangswellendrehmoment sowie der einrückseitige Kupplungskraftsteuerbetrag werden diesem physikalischen Modell eingegeben und ein geeigneter ausrückseitiger Kupplungskraftsteuerbetrag wird berechnet und dem Automatikgetriebe 132 zugeführt.

[0036] Demgemäß wird die ausrückseitige Kupplungskraft bei dem Automatikgetriebe 132 auf der Grundlage des zugeführten ausrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrags gesteuert. Bei diesem Ausführungsbeispiel wird mit Bezug auf den einrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrag ein vorbestimmtes Muster gespeichert und wird die einrückseitige Kupplungskraft auf der Grundlage dieses gespeicherten Musters ermittelt. Der Berechnungsblock 140 des ausrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrags hat ein vorbestimmtes physikalisches Modell und eine optimale ausrückseitige Kupplungskraft wird durch Eingeben des zugeführten Laufwiderstands, des Eingangswellendrehmoments und des einrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrags in das physikalische Modell ermittelt. Daher ist es im Unterschied zu der Rückführregelung von tatsächlichen Drehmomentübertra-

gungsbedingungen möglich, die ausrückseitige Kupplungskraft rasch zu ermitteln, und es ist möglich, eine geeignete ausrückseitige Kupplungskraftsteuerung durchzuführen. Insbesondere ist es mit diesem Ausführungsbeispiel möglich, eine Abstimmung einfach durch Ermitteln eines einrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrags zu vollenden, der in dem Speicherabschnitt 136 des einrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrags gespeichert ist.

[0037] Hier erhält das physikalische Modell des Berechnungsblocks 140 des ausrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrags einen geeigneten ausrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrag durch ein Experiment oder ähnliches gemäß dem Laufwiderstand, dem Eingangswellendrehmoment und dem einrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrag und kann als eine Abbildung beziehungsweise als ein Kennfeld gespeichert werden. Es ist ebenso möglich, Bewegungsgleichungen des Drehmomentübertragungssystems oder der gleichen zu verwenden.

[0038] Fig. 3 zeigt fundamentale Charakteristiken für das Übertragungsdrehmoment (Getriebedrehmoment) der einrückseitigen Kupplung und der ausrückseitigen Kupplung zu der Zeit des Gangwechsels. In der Zeichnung, wie durch die durchgezogenen Linien gezeigt ist, wird die Steuerung vorzugsweise so ausgeführt, dass, wenn das einrückseitige Kupplungsübertragungsdrehmoment (Kupplungsgetriebedrehmoment) das gleiche wie das Übertragungsdrehmoment vor dem Gangwechsel wird (Variation des Übersetzungsverhältnisses wird ignoriert), dass ausrückseitige Kupplungsübertragungsdrehmoment (0) wird und in die Trägheitsphase eingetreten wird.

[0039] Nachdem eine Rotationsvariation der Eingangswellendrehung erzeugt wurde, wird es die Trägheitsphase genannt, und davor wird sie Drehmomentphase genannt. Eine Kupplungskraft der einrückseitigen Kupplung und der ausrückseitigen Kupplung ist vorzugsweise so gestaltet, dass sie diesem Übertragungsdrehmoment entspricht. Jedoch stimmt das Übertragungsdrehmoment der ausrückseitigen Kupplung im wesentlichen mit dem Drehmoment überein, das sich aus dem Abziehen der einrückseitigen Kupplungsübertragungskraft (Kupplungsgetriebekeft) von dem Eingangsdrehmoment ergibt. Die ausrückseitige Kupplungskraft ist vorzugsweise auf einen ein wenig größeren Wert gesetzt, der einen kleinen Fehlerbereich gestattet, eher als dem ausrückseitigen Kupplungsübertragungsdrehmoment entsprechend, wie durch die gepunktete Linie in der Zeichnung gezeigt ist.

[0040] Die in Fig. 3 gezeigte Steuerung stellt ideale Bedingungen da und das physikalische Modell dieses Ausführungsbeispiels berücksichtigt verschiedenartige Anforderungen, wobei ein Merkmal ist, dass die ausrückseitige Kupplungskraft gesteuert wird, um diesen idealen Zustand zu erzielen.

[0041] Fig. 4 ist ein weiteres Ausführungsbeispiel, das einen Schätzblock 142 des ausrückseitigen Kupplungsübertragungsdrehmoments zeigt und wobei anstelle des Zuführens eines einrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrags von dem Speicherabschnitt 136 des einrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrags zu dem Berechnungsblock 140 des ausrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrags ein einrückseitiger Kupplungsübertragungsdrehmomentschätzwert von dem Schätzblock 142 des einrückseitigen Kupplungsübertragungsdrehmoments zu dem Berechnungsblock 140 des ausrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrags zugeführt wird. Eine optimale ausrückseitige Kupplungskraft wird durch diesen Berechnungsblock 140 des ausrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrags durch Aufbringen eines zugeführten Laufwiderstands, eines Eingangswellendrehmoments und eines einrückseitigen Kupplungsübertragungs-

drehmomentschätzwerts auf das physikalische Modell ermittelt.

[0042] Da insbesondere mit diesem Ausführungsbeispiel das einrückseitige Kupplungsübertragungsdrehmoment aus dem Zustand des Automatikgetriebes 132 geschätzt wird, kann eine Berechnung des ausrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrags auf der Grundlage eines genaueren Zustands der einrückseitigen Kupplung unter Verwendung des physikalischen Modells durchgeführt werden.

[0043] Ein einrückseitiger Kupplungskraftsteuerbetrag wird ebenso dem Berechnungsblock 140 des ausrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrags zugeführt und es ist ebenso geeignet, den Zustand der einrückseitigen Kupplung sowohl aus diesem als auch einem einrückseitigen Kupplungsübertragungsdrehmomentschätzwert von dem Schätzblock 142 des einrückseitigen Kupplungsübertragungsdrehmoments zu erkennen.

[0044] Fig. 5 zeigt ein weiteres Ausführungsbeispiel, das einen Schätzblock 144 des ausrückseitigen Kupplungsübertragungsdrehmoments hat, wobei ein ausrückseitiger Kupplungsübertragungsdrehmomentschätzwert von diesem Schätzblock 144 des ausrückseitigen Kupplungsübertragungsdrehmoment dem Berechnungsblock 140 des ausrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrags zugeführt wird. Eine optimale ausrückseitige Kupplungskraft wird durch diesen Berechnungsblock 140 des ausrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrags durch Aufbringen beziehungsweise Anwenden des zugeführten Laufwiderstands, des Eingangswellendrehmoments und des Schätzwerts für das einrückseitige Kupplungsübertragungsdrehmoment sowie das ausrückseitige Kupplungsübertragungsdrehmoment auf das physikalische Modell ermittelt.

[0045] Insbesondere wird mit diesem Ausführungsbeispiel ein ausrückseitiger Kupplungskraftschätzwert dem Berechnungsblock 140 des ausrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrags zugeführt. Es ist daher möglich, eine Rückführregelung der ausrückseitigen Kupplungskraft durchzuführen.

[0046] Fig. 6 zeigt ein weiteres Ausführungsbeispiel, das einen Schätzblock 142 des einrückseitigen Kupplungsübertragungsdrehmoments und einen Schätzblock 144 des ausrückseitigen Kupplungsübertragungsdrehmoments hat. Dadurch wird es möglich, ein Übertragungsdrehmoment für die einrückseitige Kupplung und die ausrückseitige Kupplung unter Berücksichtigung eines Betriebs des Automatikgetriebes 132 zu schätzen und den ausrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrag auf der Grundlage dieser Schätzwerte zu ermitteln. Der einrückseitige Kupplungskraftsteuerbetrag wird vorzugsweise dem Berechnungsblock 150 des ausrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrags zugeführt.

[0047] Wie vorstehend beschrieben ist, wird gemäß diesem Ausführungsbeispiel ein Steuerungsmuster für die einrückseitige Kupplungskraft im voraus in einem Speicherabschnitt 136 des einrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrags gespeichert und wird die einrückseitige Kupplungskraft auf der Grundlage dieses Musters gesteuert. Der Berechnungsblock 140 des ausrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrags hat ein physikalisches Modell des Automatikgetriebes 132, und die Verwendung dieses physikalischen Modells macht es möglich, den ausrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrag gemäß dem Steuerungszustand der einrückseitigen Kupplung zu ermitteln. Als Folge wird es möglich, eine Einstellung der einrückseitigen Kupplungskraft und der ausrückseitigen Kupplungskraft durch Ändern des einrückseitigen Kupplungskraftsteuerungsmusters ohne den Bedarf durchzuführen, sowohl die einrückseitige Kupplungskraft als auch die ausrückseitige Kupplungskraft durch Versuch und Fehler zu ändern. Es ist ebenso möglich, eine

Zeitabstimmungseinstellung durch Einstellen eines bestimmten Versatzes in dem physikalischen Modell durchzuführen.

[0048] Auf diesem Weg wird mit der vorliegenden Erfindung die einrückseitige Kupplungskraft durch eine Einstell-
einrichtung gesetzt beziehungsweise eingestellt.

[0049] Die Setzeinrichtung ermittelt dann den ausrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrag gemäß dem Steuerungszustand der einrückseitigen Kupplung unter Verwendung eines physikalischen Modells des Automatikgetriebes. Als Folge ist es möglich, Einstellungen der einrückseitigen Kupplungskraft und der ausrückseitigen Kupplungskraft durch Ändern der einrückseitigen Kupplungskrafteinstellung ohne den Bedarf zum Ändern von sowohl der einrückseitigen Kupplungskraft als auch der ausrückseitigen Kupplungskraft durch Versuch und Fehler durchzuführen. Es ist ebenso möglich, eine Zeitabstimmungseinstellung durch Einstellen eines bestimmten Versatzes in dem physikalischen Modell einfach durchzuführen.

[0050] Ebenso wird durch Schätzen des einrückseitigen Übertragungsdrehmoments die vorhergehend gesetzte einrückseitige Kupplungskraft genauer gemacht und wird es möglich, die ausrückseitige Kupplungskraft zu ermitteln.

[0051] Es ist ebenso möglich, die ausrückseitige Kupplungskraft mit einer höheren Präzision durch Schätzen des ausrückseitigen Kupplungsdrehmoments zu steuern.

[0052] Es ist ebenso möglich, die ausrückseitige Kupplungskraft sogar noch genauer durch Schätzen von sowohl dem einrückseitigen (Kupplungs-)Übertragungsdrehmoment als auch dem ausrückseitigen Kupplungsübertragungsdrehmoment zu steuern.

[0053] Fig. 7 ist eine Zeichnung, die den Aufbau eines Fahrzeugleistungsgetriebes mit einer Automatikgetriebe-
steuerung von einem weiteren Ausführungsbeispiel zum Ausführen der Verbrennungsmotordrehmomentsteuerung gleichzeitig in der Trägheitsphase zeigt.

[0054] Es ist ein Drehmomentwandler 12, der mit einer Ausgangswelle eines Verbrennungsmotors 10 verbunden ist, der die Antriebsquelle ist, ein Automatikgetriebe 14, eine Hydrauliksteuerung 18 zum Steuern von Schaltstufen des Automatikgetriebes 14 und eine elektronische Steuerung 20 zum Steuern des Hydraulikdrucks der Steuerung 18 vorgesehen. Eine Antriebsdrehmomentabgabe von dem Verbrennungsmotor 10 wird auf (nicht gezeigte) Antriebsräder über den Drehmomentwandler 12, das Automatikgetriebe 14 und eine (nicht gezeigte) Differentialgetriebeeinheit übertragen.

[0055] Der Drehmomentwandler 12 weist ein Pumpenflügelrad 28, das mit der Ausgangswelle 16 des Verbrennungsmotors 10 verbunden ist, ein Turbinenflügelrad 32, das mit einer Eingangswelle 30 des Automatikgetriebes 14 verbunden ist und dem das Antriebsdrehmoment von dem Pumpenflügelrad 28 über ein Fluid zugeführt wird, ein feststehendes Flügelrad 38, das an einem Positionierfixiergehäuse 36 über eine Einwegkupplung 34 fixiert ist, und eine Sperrkupplung (Wandlersperrkupplung) 40 zum Verbinden des Pumpenflügelrads 28 und des Turbinenflügelrads 32 über einen (nicht gezeigten) Dämpfer auf.

[0056] Das Automatikgetriebe 14 ist eine mehrstufige Kupplung zum Bewirken von vier Vorwärtsgängen und einem einzelnen Rückwärtsgang und weist eine Eingangswelle 30, ein erstes Planetengetriebe 52, ein zweites Planetengetriebe 54 und eine Ausgangswelle 50 zum Übertragen von Antriebsdrehmomenten auf eine (nicht gezeigte) Differentialgetriebeeinheit auf. Das erste Planetengetriebe 52 besteht aus einem Sonnenrad 58, einem Planetenrad 60, das an einem Träger 56 angebracht ist, und aus einem Zahnkranz 46. Das zweite Planetengetriebe 54 besteht aus einem Sonnenrad 62, einem Planetenrad 66, das an einem Träger 64

angebracht ist, und aus einem Zahnkranz 48.

[0057] Der Zahnkranz 46 und der Träger 64 sind verbunden, der Träger 56 und der Zahnkranz 48 sind verbunden und der Träger 56 ist ebenso mit der Ausgangswelle 50 verbunden. Die Eingangswelle 30 und das Sonnenrad 58 sind durch eine Kupplung C1 verbindbar, die Eingangswelle 30 und das Sonnenrad 58 sind durch eine Kupplung C2 verbindbar und die Eingangswelle 30 und das Sonnenrad 62 sind durch eine Kupplung C3 verbindbar. Das Sonnenrad 62 ist mit dem Gehäuse 36 durch eine Bremse B1 fixierbar und ist ebenso mit dem Gehäuse 36 durch eine Einwegkupplung F1 und eine Bremse B2 fixierbar. Der Zahnkranz 46 und der Träger 64 sind an dem Gehäuse 36 durch eine Bremse B3 fixierbar und sind ebenso an dem Gehäuse 36 für eine Drehung in nur eine Richtung durch die Einwegkupplung F2 fixierbar.

[0058] Einrück-/Ausrückzustände der Kupplungen C1, C2 und C3 und der Bremsen B1, B2 und B3, die Reibungseingriffsvorrichtungen sind, werden jeweils durch die Hydrauliksteuerung 18 gesteuert. Einrück-/Ausrückzustände der Einwegkupplungen F1 und F2, die Reibungseingriffsvorrichtungen sind, werden dann gemäß der Drehrichtung reguliert. Auf diesem Weg werden vier Vorwärtsgänge und der einzelne Rückwärtsgang mit verschiedenen Übersetzungsverhältnissen (= Drehzahl der Eingangswelle 30/Drehzahl der Ausgangswelle 50), wie in Fig. 8 gezeigt ist, verwirklicht. In Fig. 8 stellen 1., 2., 3. und 4. jeweils Vorwärtsgänge des ersten Gangs, des zweiten Gangs, des dritten Gangs und des vierten Gangs dar, wobei die Übersetzungsverhältnisse sequentiell von dem ersten Gang zu dem vierten Gang kleiner werden. Ebenso stellen in Fig. 8 RÜCK, D, S und L Bereiche dar, die wahlweise durch die Betätigung des Schalthebels 84 ausgewählt werden. In Fig. 8 stellt das Zeichen O einen Einrückzustand dar, während das Zeichen X einen Ausrückzustand darstellt. Beispielsweise wird ein Gangwechselbetrieb zum Hochschalten von dem dritten Gang zu dem vierten Gang in dem D-Bereich durch gleichzeitiges Ausführen einer Betätigung zum Ausrücken der Kupplung C1, die sich in dem eingerückten Zustand befindet, und eines Betriebs zum Einrücken der Bremse B1 durchgeführt, die sich in dem ausgerückten Zustand befindet.

[0059] Die Hydrauliksteuerung 18 weist zwei Elektromagnetschaltventile SV1 und SV2 auf, die bei der Steuerung der Schaltstufen des Automatikgetriebes verwendet werden, ein Linearsolenoidventil SLT zum Erzeugen eines hydraulischen Leitungsdrucks P1 gemäß dem Drosselöffnungsbeitrag TA, der durch einen Drosselöffnungsbetragsensor 76 erfasst wird, die später beschrieben werden, ein Linearsolenoidventil SLU zum Erzeugen eines Hydraulikdrucks zum Steuern des Einrückzustands der Sperrkupplung 40 und einen Öltemperatursensor 88 zum Erfassen einer Öltemperatur T_{Oil} des Hydraulikfluids innerhalb der Hydrauliksteuerung 18 auf.

[0060] Signale von dem Drosselöffnungsbetragsensor 76 zum Erfassen des Drosselöffnungsbetrags TA, einem Verbrennungsmotordrehzahlsensor 78 zum Erfassen einer Drehzahl Ne des Verbrennungsmotors 10, eines Eingangswellendrehzahlsensors 80 zum Erfassen einer Drehzahl N_i der Eingangswelle 30, eines Ausgangswellendrehzahlsensors 82 zum Erfassen einer Drehzahl N_e der Ausgangswelle 80, eines Betätigungspositionssensors 86 zum Erfassen einer Betätigungsposition des Schalthebels 84, nämlich einer der Bereiche P, R, D2 oder L, und von dem Öltemperatursensor 88 und so weiter zum Erfassen der Öltemperatur T_{Oil} des Hydraulikfluids in der Hydrauliksteuerung 18 werden der elektronischen Steuerung 20 eingegeben. Die elektronische Steuerung 20 verarbeitet diese Eingabesignale und

führt auf der Grundlage von Ergebnissen der Verarbeitung Steuerung von beispielsweise der Elektromagnetschaltventile SV1, SV2 und der Linearsolenoidventile SLT und SLU aus. Die elektronische Steuerung 20 weist ebenso eine Trägheitsphasensteuerungseinrichtung 116 mit einem Aufbau, der später beschrieben wird, zum Durchführen einer Steuerung einer eingerückten Kupplung oder einer Bremsenübertragungs-drehmomentsteuerung sowie einer Verbrennungsmotordrehmomentsteuerung in der Trägheitsphase auf.

[0061] Als Nächstes wird eine Beschreibung des Aufbaus der Hydrauliksteuerung 18 unter Verwendung von Fig. 9 angegeben. Ein Primärdruckgenerator 90 ist mit einem Linearsolenoidventil SLT versehen, und ein Hydraulikleitungsdruck P1, der der Druck des Hydraulikfluids ist, das von einer Hydraulikdruckpumpe 92 zugeführt wird, die zum Drehen durch den Verbrennungsmotor 10 angetrieben wird, wobei der Druck auf einem Wert in Abhängigkeit von der Verbrennungsmotorlast reguliert wird, wird zu einem Gangschaltventil 94 und so weiter als ein Primärdruck für die Reibungseingriffsvorrichtungen C1, C2, C3, B1, B2 und B3 abgegeben. Ein manuelles Ventil 96 ist mechanisch mit dem Schalthebel 84 verbunden und durch Schalten des Leitungsdrucks P1 gemäß einem Fahrbereich des Schalthebels 84 wird ein Hydraulikdruck entsprechend dem gewählten Fahrbereich zu dem Gangwechselventil 94 abgegeben. Ebenso werden die Elektromagnetschaltventile SV1 und SV2 durch Anweisungen von der elektronischen Steuerung zum Wählen einer Schaltstufe betätigt und wird ein Signaldruck zu dem Gangwechselventil 94 abgegeben.

[0062] Das Gangwechselventil 94 weist ein 1-2-Schaltventil, ein 2-3-Schaltventil und ein 3-4-Schaltventil auf, die in den Zeichnungen nicht dargestellt sind, die zu der Zeit des Gangwechsels auf der Grundlage von Hydraulikdrucksignalen von den Elektromagnetschaltventilen SV1 und SV2 gemäß dem Fahrbereich von dem manuellen Ventil 96 geschaltet werden, und wobei ein hydraulischer Einrückdruck wahlweise den jeweiligen Reibungseingriffsvorrichtungen C1, C2, C3, B1, B2 und B3 zum Realisieren der in Fig. 8 gezeigten Schaltstufen zugeführt wird. Sammler AC1, AC2, AC3, AB1, AB2 und AB3 für einen moderaten Anstieg des zugeführten Hydraulikdrucks, nämlich der Kupplungskraft, sind jeweils mit Ölwegen zu den Reibungseingriffsvorrichtungen C1, C2, C3, B1, B2 und B3 verbunden. Ein hydraulischer Leitungsdruck P1, der durch Anweisungen von der elektronischen Steuerung 20 gesteuert wird, wird jeweils den Sammlern AC1, AC2, AC3, AB1, AB2 und AB3 als Sammlergegendruck zugeführt und eine Steuerung des zugeführten Hydraulikdrucks für jede der Reibungseingriffsvorrichtungen in der Trägheitsphase, wie nachstehend beschrieben ist, wird durch Einstellung dieses Hydraulikleitungsdrucks P1 durchgeführt.

[0063] Als Nächstes wird der Aufbau der Trägheitsphasensteuerungseinrichtung 116 zum Ausführen der Steuerung der eingerückten Kupplung oder des Bremsübertragungs-drehmoments sowie der Verbrennungsmotordrehmomentsteuerung in der Trägheitsphase unter Verwendung des Blockdiagramms von Fig. 10 beschrieben. In der folgenden Beschreibung wird der Fall eines Hochschaltens von dem dritten Gang zu dem vierten Gang durch Einrücken der Bremse B2 während des Ausrückens der Kupplung C1 als ein Beispiel einer Gangwechselsteuerung beschrieben. Jedoch sind die anwendbaren Gangwechselbetriebe der Trägheitsphasensteuerungseinrichtung 116 dieses Ausführungsbeispiels nicht auf diese beschränkt und die Trägheitsphasensteuerungseinrichtung 116 dieses Ausführungsbeispiels kann auf jeden Fall angewendet werden, solange der Gangwechselbetrieb einen Eingriff einer Kupplung oder einer Bremse während des Steuerns des Übertragungs-dreh-

ments verursacht.

[0064] Ein Zellblock 100 der abgelaufenen Gangwechselzeit hat einen Zähler und berechnet die abgelaufene Zeit t1 nach einem Übergang in die Trägheitsphase und gibt diese abgelaufene Zeit t1 aus. Hier ist sie mit Bezug auf die Trägheitsphasenstartzeit beispielsweise auf die Zeit gesetzt, zu der eine Differenz (Übersetzungsverhältnis vor dem Gangwechselbetrieb \times Drehzahl Nc der Ausgangswelle 50) und der Drehzahl Nt der Eingangswelle 30 größer oder gleich einem bestimmten Wert wird. Wenn der Gangwechselbetrieb einmal beendet ist, wird der Zähler zurückgestellt.

[0065] Ein Setzblock 122 des Trägheitsphasenzeitziels als Trägheitsphasenzeitsetzeinrichtung setzt einen Trägheitsphasenzeitzielwert tir und gibt diesen ab, welche eine erforderliche Zeit nach dem Starten zum Laufen in die Drehzahl der Eingangswelle 30, zum Laufen der Drehzahl der Eingangswelle bis zum Niederlassen einer Drehzahl der Ausgangswelle 50 und eines Zielübersetzungsverhältnisses ist. Hier ist der Trägheitsphasenzeitzielwert unter Berücksichtigung einer Haltbarkeit der Kupplung oder der Bremse gesetzt und wird gemäß beispielsweise dem Drehmoment Tt der Eingangswelle 30 zu der Zeit des Startens des Gangwechselbetriebs versetzt. Alternativ ist es möglich, dass das Drehmoment Tt der Eingangswelle 30 in der Trägheitsphase zu einer vorbestimmten Zeit zu erfassen und die Einstellung des Trägheitsphasenzeitzielwerts tir zu der vorbestimmten Zeit zu korrigieren. Wenn mit Bezug auf das Drehmoment Tt der Eingangswelle 30 ein Drehmomentsensor nicht verwendet wird, ist es möglich, einen Schätzwert Tt 1 unter Verwendung von beispielsweise Gleichung (1) zu berechnen.

$$Tt1 = t(e) \times C(e) \times Ne^2 \quad \text{Gleichung (1)}$$

[0066] Hier ist t(e) ein Drehmomentverhältnis des Drehmomentwandlers 12, während C(e) ein Kapazitätskoeffizient des Drehmomentwandlers 12 ist, die beide feststehende Werte gemäß dem Geschwindigkeitsverhältnis e (= Nt/Ne) haben. Demgemäß ist es durch Eingeben von Signalen, die die Drehzahl Ne des Verbrennungsmotors 10 und die Drehzahl Nt der Eingangswelle 30 des Automatikgetriebes 14 darstellen, möglich, einen Drehmomentschätzwert Tt1 der Eingangswelle 30 zu berechnen.

[0067] Signale, die die abgelaufene Trägheitsphasenzeit t1, den Trägheitsphasenzeitzielwert tir, die Drehzahl Ne des Verbrennungsmotors 10, die Drehzahl Nt der Eingangswelle 30 des Automatikgetriebes 14 und die Drehzahl Nc der Ausgangswelle 50 darstellen, werden dem Berechnungsblock 102 des Eingangswellendrehzahlzielwerts eingegeben, in dem ein Zielwert Nr für eine Drehzahl der Eingangswelle 30 berechnet und ausgegeben wird. Hier wird die Zeitvariation des Drehzahlzielwerts Nr der Eingangswelle 30 durch die Gleichung (2) dargestellt und kann der Drehzahlzielwert Nr der Eingangswelle 30 durch Aktualisieren von nur dem Zielwertzeitvariationsabschnitt erhalten werden, der in der Gleichung (2) dargestellt ist.

$$dNr/dt = ((1/1 + pr) - 1) \times (dNc/dt \times ti + Nc) + dNc/dt \times tir / tir \quad (\text{Gleichung 2})$$

[0068] Hier ist pr ein Koeffizient, der gemäß einem Übersetzungsverhältnis vor und nach dem Gangwechsel fixiert ist. Wenn ebenso in Gleichung 2 die Drehzahl Nc der Ausgangswelle 50 in der Trägheitsphase konstant ist, ist dNc/dt ungefähr 0.

[0069] In dem Setzblock 104 des Kupplungsübertragungs-drehmomentsteuerbetrags wird als die Übertragungs-drehmomentanweisungswertsetzeinrichtung ein Übertra-

gungsdrehmomentzielwert T_{br} der Bremse B1 gesetzt und ein Übertragungsdrehmomentzielwert T_{br} für die Bremse B1 ebenso wie ein Kupplungsübertragungsdrehmomentsteuer, ein Übertragungsdrehmomentanweisungswert zum Steuern des Übertragungsdrehmoments der Bremse B1 gemäß diesem Zielwert T_{br} ausgegeben. Hier wird der Übertragungsdrehmomentzielwert T_{br} für die Bremse B1 unter Berücksichtigung eines Gangwechselstoßes gesetzt und wird beispielsweise durch vorheriges Speichern einer Steuerungsabbildung zum Setzen eines geeigneten Übertragungsdrehmomentzielwerts auf der Grundlage eines Drehmoments T_i der Eingangswelle 30 und dann unter Verwendung des Drehmoments T_i der Eingangswelle 30 und dieser Steuerungsabbildung gesetzt. Alternativ ist es möglich, Zeitreihenvariationen des Übertragungsdrehmomentzielwert T_{br} gemäß dem Drehmoment T_i der Eingangswelle 30 zu der Zeit des Startens eines Gangwechselbetriebs zu setzen. Wenn mit Bezug auf das Drehmoment T_i der Eingangswelle 30 ein Drehmomentsensor nicht verwendet ist, ist es möglich, Signale einzugeben, die beispielsweise die Drehzahl N_e des Verbrennungsmotors 10 und eine Drehzahl N_i der Eingangswelle 30 des Automatikgetriebes 14 entsprechen und einen Schätzwert T_{i1} unter Verwendung von Gleichung (1) zu berechnen.

[0070] Ebenso wird zum Steuern des Übertragungsdrehmoments der Bremse B1 der Hydraulikdruck, der der Bremse B1 zugeführt wird, gesteuert. Hier gibt es die Beziehung von Gleichung 3 zwischen dem Getriebedrehmoment T der Reibungseingriffsvorrichtung und dem Hydraulikdruck P , der der Reibungseingriffsvorrichtung zugeführt wird.

$$T = (S \times P - F) \times \mu \times r \times z \quad \text{Gleichung (3)}$$

[0071] S ist eine Kolbenaufnahmefläche, F ist eine Rückstellfedervorspannlast, μ ist ein Reibungskoeffizient, r ist ein wirksamer Seitenradius und z ist eine Anzahl von Seitenwirkungsflächen. Mit Bezug auf den Reibungskoeffizienten μ ist es vorzuziehen, eine Charakteristik zu verwenden, die eine Durchrutschgeschwindigkeit verwendet (aus der Drehzahl N_t der Eingangswelle 30, der Drehzahl N_e der Ausgangswelle 50 und der Anzahl der Zähne jedes Zahnrads berechnet, dass das erste Planetengetriebe 52 und das zweite Planetengetriebe 54 bildet).

[0072] Mit der in Fig. 9 gezeigten Hydrauliksteuerung 18 wird zum Steuern des der Bremse B1 zugeführten Hydraulikdrucks der Leitungsdruck P_1 gesteuert, der dem Sammler AB1 als Gegendruck zugeführt wird. Demgemäß wird ein Kupplungsübertragungsdrehmomentsteuerbetrag, der von dem Setzblock 104 des Kupplungsübertragungsdrehmomentsteuerbetrags abgegeben wird, ein Anweisungswert zum Steuern des Hydraulikleitungsdrucks P_1 .

[0073] Signale, die den Übertragungsdrehmomentzielwert T_{br} der Bremse B1, die Drehzahl N_e des Verbrennungsmotors 10, die Drehzahl N_i der Eingangswelle 30 des Automatikgetriebes 14 und den Drehzahlzielwert N_r der Eingangswelle 30 und so weiter darstellen, werden dem Berechnungsblock 106 des Verbrennungsmotordrehmomentsteuerbetrags eingegeben. Der Verbrennungsmotordrehmomentzielwert wird dann als ein Antriebsdrehmomentzielwert berechnet und ein Verbrennungsmotordrehmomentsteuerbetragmesswert wird als ein Antriebsdrehmomentanweisungswert zum Steuern des Verbrennungsmotordrehmoments gemäß einem Zielwert T_{er} abgegeben.

[0074] Hier besteht die Antriebsdrehmomentanweisungswertberechnungseinrichtung aus dem Berechnungsblock 102 des Eingangswellendrehzahlzielwerts und dem Berechnungsblock 106 des Verbrennungsmotordrehmomentsteuer-

betrags. Zum Steuern des Verbrennungsmotordrehmoments wird eine Steuerung durchgeführt, wie zum Beispiel eine Zündzeitabstimmungseinstellung, eine Ventilzeitabstimmungseinstellung, die einen variablen Ventilzeitabstimmungsmechanismus verwendet, eine Drosselöffnungsbeeinträchtigung, die eine elektronisch gesteuerte Drossel verwendet, oder einer Kraftstoffeinspritzmenge. Als Folge wird ein Verbrennungsmotordrehmomentsteuerbetragmesswert ein Anweisungswert zum Durchführen dieser Steuerungsfunktionen. Hier wird ein Verbrennungsmotordrehmomentzielwert T_{er} durch die in Gleichung (4) dargestellte physikalische Gleichung dargestellt.

$$T_{er} = (dNr/dt - a_1 \times T_{br} - a_2 \times T_w / (a_3 \times t(e))) + I_e \times dNe/dt \quad \text{Gleichung (4)}$$

[0075] I_e ist die Trägheit des Verbrennungsmotors 10. a_1 , a_2 und a_3 sind die Trägheit jeder Drchwelle, die das Automatikgetriebe 14 bildet, und sind Konstanten, die aus der Anzahl der Zähne jedes Zahnrads feststehen, die das erste Planetengetriebe 52 und das zweite Planetengetriebe 54 bilden. T_w ist der Laufwiderstand (experimentell berechnet) und während die Gleichung (4) eine Gleichung unter Berücksichtigung des Laufwiderstands T_w ist es ebenso möglich, den Laufwiderstand T_w nicht zu berücksichtigen. dNr/dt ist eine Variation über die Zeit des Drehzahlzielwerts N_r der Eingangswelle 30. Hier wird das Übertragungsdrehmoment der Bremse B1 unter Verwendung des Übertragungsdrehmomentzielwerts T_{br} geschätzt.

[0076] Ein Signal, das der Drehzahl N_e des Verbrennungsmotors 10, der Drehzahl N_i der Eingangswelle 30, dem Drehzahlzielwert N_r der Eingangswelle 30 des Automatikgetriebes 14 und der Öltemperatur T_{oil} des Hydraulikfluids innerhalb der Hydrauliksteuerung 18 entspricht, wird dem Berechnungsblock 108 des Verbrennungsmotordrehmomentsteuerbetragkorrekturwert eingegeben, der als eine Rückführkompensationseinrichtung wirkt. Hier wird eine Abweichung zwischen dem Drehzahlzielwert N_r der Eingangswelle 30 und der Drehzahl N_i der Eingangswelle 30 des Automatikgetriebes 14 berechnet und wird ein Verbrennungsmotordrehmomentsteuerbetragkorrekturwert zum Kompensieren des Verbrennungsmotordrehmomentsteuerbetragmesswerts berechnet und auf der Grundlage dieser Abweichung abgegeben. Der Verbrennungsmotordrehmomentsteuerbetragkorrekturwert kann durch Multiplizieren der Abweichung zwischen N_r und N_i mit einem proportionalen Verstärkungsfaktor erhalten werden oder es ist möglich, einen Ausdruck hinzuzufügen, der ein akkumulierter Wert einer Abweichung zwischen N_r und N_i ist, der mit einem integrierten Verstärkungsfaktor und einem Ausdruck multipliziert ist, der ein Differentialwert der Abweichung zwischen N und N_i ist, der mit einem differenzierten Verstärkungsfaktor multipliziert ist. Hier werden der proportionale Verstärkungsfaktor, der integrierte Verstärkungsfaktor und der differenzierte Verstärkungsfaktor experimentell gesetzt.

[0077] Ein Verbrennungsmotordrehmomentsteuerbetragkorrekturwert wird dem Steuerbetragmessungsblockkorrekturblock 114 eingegeben. Ein Steuerbetragmessungsblockkorrekturwert wird dann auf der Grundlage des Verbrennungsmotordrehmomentsteuerbetragkorrekturwerts berechnet und dem zu dem Verbrennungsmotordrehmomentsteuerbetragberechnungsblock 106 ausgegeben. Bei dem Verbrennungsmotordrehmomentsteuerbetragberechnungsblock 106 werden eine Charakteristik eines Drehzahlverhältnisses e – ein Drehmomentverhältnis (e) und ebenso Werte von Koeffizienten I_e , a_1 , a_2 und a_3 durch ein Lernen unter Verwendung des Steuerbetragmessungs-

blockkorrekturwerts korrigiert, so dass der Verbrennungsmotordrehmomentsteuerbetragkorrekturwert minimal wird.

[0078] Ein Kupplungsübertragungs-drehmomentsteuerbetrag wird der Hydrauliksteuerung 18 eingegeben. Ein Übertragungs-drehmoment der Bremse B1, nämlich der Hydraulikleitungsdruck P1, wird durch die Hydrauliksteuerung 18 auf der Grundlage dieses Kupplungsübertragungs-drehmomentsteuerbetrags gesteuert. Ebenso werden der Verbrennungsmotordrehmomentsteuerbetragmessungswert und der Verbrennungsmotordrehmomentsteuerbetragkorrekturwert durch eine Addiervorrichtung 112 addiert und dann dem Verbrennungsmotor 10 eingegeben. Ein Verbrennungsmotordrehmoment wird an dem Verbrennungsmotor auf der Grundlage dieses addierten Verbrennungsmotordrehmomentsteuerbetrags gesteuert.

[0079] Ein Beispiel des Betriebs dieses Ausführungsbeispiels wird nachstehend unter Verwendung von Fig. 11 beschrieben. Hier wird erneut eine Beschreibung für den Fall eines Hochschaltens von dem dritten Gang zu dem vierten Gang durch Einrücken der Bremse B1 unter Ausrücken der Kupplung C1 angegeben. Fig. 11 ist ein Zeitabstimmungsdiagramm, das eine Variation über die Zeit der Drehzahl Nt der Eingangswelle 30, der Drehzahl Nc der Ausgangswelle 50, des Hydraulikdrucks, der der Bremse B1 zugeführt wird, des Hydraulikdrucks, der der Kupplung C1 zugeführt wird, des Verbrennungsmotordrehmoments Te und des Drehmoments Tc der Ausgangswelle 50 zeigt. Jedoch wird angenommen, dass die Drehzahl Nc der Ausgangswelle 50 konstant ist. Ebenso verwendet zur Annehmlichkeit der Beschreibung die Drehzahl Nc der Ausgangswelle 50 einen Wert, der durch das Übersetzungsverhältnis des vierten Gangs korrigiert ist, und nach der Beendigung des Gangwechsels zu dem vierten Gang wird die Drehzahl Nt der Eingangswelle 30 übereinstimmend mit der Drehzahl Nc der Ausgangswelle 50 dargestellt.

[0080] Wenn eine Gangwechselanweisung ausgegeben wird (Zeit t0 in Fig. 11), werden Öldurchgänge von dem Gangwechselventil 94 zu jeder der Reibungseingriffsvorrichtungen geschaltet, um den Hydraulikdruck, der zu der Kupplung C1 zugeführt wird, zu verringern und den Hydraulikdruck, der zu der Bremse B1 zugeführt wird, zu erhöhen. Wenn der Hydraulikdruck, der zu der Kupplung C1 zugeführt wird, verringert wird und der Hydraulikdruck, der zu der Bremse B1 zugeführt wird, auf diese Weise erhöht wird, wird dann die Eingangswelle 30 in die Richtung des vierten Gangs gezogen. Zu diesem Zeitpunkt (Zeit t1 in Fig. 11) wird der Hydraulikdruck, der zu der Kupplung C1 zugeführt wird, gesteuert, so dass er ein minimaler Hydraulikdruck wird, und die Trägheitsphasensteuerung dieses Ausführungsbeispiels beginnt. In dieser Trägheitsphasensteuerung wird die Steuerung des Hydraulikdrucks, der zu der Bremse B1 zugeführt wird, durchgeführt und die Steuerung des Verbrennungsmotordrehmoments ausgeführt. Hier wird mit Bezug auf die Steuerung des Hydraulikdrucks, der zu der Bremse B1 zugeführt wird, eine Erhöhung des Hydraulikdrucks, der zu der Bremse B1 zugeführt wird, unterdrückt, so dass ein Gangwechselstoßniveau nicht größer als ein vorbestimmtes Niveau ist. Zum Unterdrücken der Erhöhung des Hydraulikdrucks, der zu der Bremse B1 zugeführt wird, wird der Hydraulikleitungsdruck P1 reduziert. Mit Bezug auf die Verbrennungsmotordrehmomentsteuerung wird das Verbrennungsmotordrehmoment auf weniger als ein Wert zu dem Zeitpunkt des Beginns des Gangwechselbetriebs verringert, so dass die Drehzahl Nt der Eingangswelle 30 mit dem Drehzahlzielwert Nr der Eingangswelle 30 übereinstimmt, der auf der Grundlage des Trägheitsphasenzeitzielwerts tir berechnet ist. Auf diesem Weg läuft die Drehzahl Nt der Eingangswelle 30 in eine Richtung eines Wertes,

der eine Drehzahl Nc der Ausgangswelle 50 ist, die mit dem Übersetzungsverhältnis des vierten Gangs multipliziert ist. Wenn dann einmal die Drehzahl Nt der Eingangswelle 30 mit dem Wert übereinstimmt, der die Drehzahl Nc der Ausgangswelle 50 multipliziert mit dem Übersetzungsverhältnis des vierten Gangs ist (Zeit t2 in Fig. 11), wird der Verlauf der Drehzahl Nt der Eingangswelle 30 beendet und wird der Hydraulikdruck, der zu der Bremse B1 zugeführt wird, auf einen vorbestimmten Wert zum Beenden des Gangwechselbetriebs erhöht (Zeit t3 in Fig. 11). Hier bildet die Zeit von der Zeit t1 bis zu der Zeit t2 die Trägheitsphasenzeit.

[0081] In diesem Ausführungsbeispiel wird zuerst der Trägheitsphasenzeitzielwert tir gesetzt, wird dann der Drehzahlzielwert Nr der Eingangswelle 30 auf der Grundlage des Trägheitsphasenzeitzielwerts tir berechnet. Ebenso wird ein Übertragungs-drehmomentzielwert Tbr der eingerückten Bremse B1 gesetzt und ein Kupplungsübertragungs-drehmomentsteuerbetrag zum Steuern gemäß diesem Zielwert Tbr zu der Hydrauliksteuerung 18 ausgegeben. Da hier mit Bezug auf die Gangwechselstoßleistung das Übertragungs-drehmoment der Bremse B1 überwiegt, ist es möglich, die Gangwechselstoßleistung durch Setzen und Steuern des Übertragungs-drehmomentzielwerts Tbr der eingerückten Bremse B1 zu steuern, so dass das Gangstoßniveau nicht größer als ein vorbestimmtes Niveau ist. Ein Verbrennungsmotordrehmomentzielwert Ter wird dann unter Verwendung der physikalischen Gleichung (4) unter Verwendung des Drehzahlzielwerts Nr der Eingangswelle 30 und des Übertragungs-drehmomentzielwerts Tbr berechnet und ein Verbrennungsmotordrehmomentsteuerbetragmessungswert zum Steuern gemäß diesem Zielwert Ter wird zu dem Verbrennungsmotor 10 ausgegeben. Demgemäß gibt es keinen Bedarf, eine Steuerabbildung zum Erhalten des Verbrennungsmotordrehmomentsteuerbetragmessungswerts zu erhalten, und es ist möglich, einen Betrieb zum Experimentellen ermitteln des Verbrennungsmotordrehmomentsteuerbetragmessungswerts wegzulassen. In der Gleichung (4) ist es möglich, durch Setzen des Trägheitsphasenzeitzielwerts Tir auf kleiner oder gleich einer vorbestimmten Zeit den Verbrennungsmotordrehmomentzielwert Tir zu berechnen, der in der Lage ist, die Gangwechselzeitleistung zu erfüllen. Da die Verbrennungsmotordrehmomentsteuerung kaum irgendeine Wirkung auf die Schaltstoßleistung hat, ist es möglich, die anscheinend wechselseitig im Konflikt stehenden Gangwechselstoßleistung und Gangwechselzeitleistung durch Steuern des Verbrennungsmotordrehmoments zu erfüllen, so dass sich der Zielwert Tir ergibt. Demgemäß ist es bei dieser Trägheitsphasensteuerung möglich, die Zeit, die zum Erzeugen einer Steuerabbildung erforderlich ist, zu verringern, während sowohl die Punkte der Gangwechselstoß- und Gangwechselzeitleistungen zu befriedigen.

[0082] Da ebenso ein Eingangswellendrehzahlsensor 80 wie bei dem Stand der Technik vorgesehen ist, ist es möglich, eine Rückführregelung durch Zuführen eines Drehzahlzielwerts Nr in der Eingangswelle 30 als ein Steuerungszielwert beziehungsweise ein Regelungszielwert durchzuführen. Die Steuerung der Drehzahl Nt der Eingangswelle 30 unter Verwendung des Verbrennungsmotordrehmoments kann dann die Konformität der Drehzahl Nt der Eingangswelle 30 mit dem Zielwert Nr auch bei dem Vorfall verbessern, das ein Geräusch, wie zum Beispiel eine Variation des Reibungskoeffizienten der Bremse B1, sich ergibt, durch Ausführen der Rückführkompensation des Verbrennungsmotordrehmomentsteuerbetragmessungswerts unter Verwendung des Verbrennungsmotordrehmomentsteuerbetragkorrekturwerts, das das Ansprechverhalten aufgrund der Steuerung der Drehzahl Nt der Eingangswelle 30 unter Verwendung des Hydraulikdrucks, der zu der Bremse

B1 zugeführt wird, hervorragend ist.

[0083] Fig. 12 ist ein Blockdiagramm einer Automatikgetriebebesteuereinheit eines weiteren Ausführungsbeispiels der vorliegenden Erfindung. In diesem Ausführungsbeispiel ist ein Schätzblock 124 des Kupplungsübertragungs-drehmoments als eine Übertragungs-drehmomentschätz-einrichtung vorgesehen. Signale, die die Drehzahl N_t der Eingangswelle 30 des Automatikgetriebes 14 und das Drehmoment T_t der Eingangswelle 30 darstellen, werden dem Schätzblock 124 des Kupplungsübertragungs-drehmoments eingegeben, bei dem das Übertragungs-drehmoment T_{b1} der Bremse B1 berechnet und abgegeben wird. Mit Bezug auf das Drehmoment T_t der Eingangswelle 30 wird entweder unter Verwendung eines Drehmomentsensors erfasst oder unter Verwendung eines Eingangswellendrehmomentschätzblocks geschätzt, der nachstehend beschrieben wird. Anstelle des Übertragungs-drehmomentschätzwerts T_{br} der Bremse B1 wird der Übertragungs-drehmomentschätzwert T_{b1} der Bremse B1 dem Berechnungsblock 106 des Verbrennungsmotordrehmomentsteuerbetrags eingegeben und beim Berechnen des Verbrennungsmotordrehmomentzielwert T_r unter Verwendung der Gleichung (4) wird der Übertragungs-drehmomentschätzwert T_{b1} der Bremse B1 anstelle des Übertragungs-drehmomentschätzwerts T_{br} der Bremse B1 verwendet. Der Gesamtaufbau der übrigen Hydrauliksteuerung 18 und so weiter ist der gleiche wie bei dem ersten Ausführungsbeispiel und daher wird die Beschreibung weggelassen. Hier ist der Übertragungs-drehmomentschätzwert T_{b1} der Bremse B1 durch die in Gleichung (5) dargestellte physikalische Gleichung dargestellt.

$$T_{b1} = A \times dN_t/dt + B \times T_t + C \times T_w \quad \text{Gleichung (5)}$$

[0084] A, B und C sind Konstanten, die aus einer Trägheit von jeder Drehwelle, die das Automatikgetriebe 14 bilden, und der Anzahl der Zähne jedes Zahnrad, die das erste Planetengetriebe 52 und das zweite Planetengetriebe 54 bilden, ermittelt. Ebenso berücksichtigt die Gleichung 5 den Laufwiderstand T_w , aber es ist ebenso möglich, den Laufwiderstand T_w ähnlich wie bei der Gleichung (4) nicht zu berücksichtigen.

[0085] Mit diesem Ausführungsbeispiel gibt es ebenso keinen Bedarf, eine Steuerabbildung zum Erhalten des Verbrennungsmotordrehmomentsteuerbetragmessungswerts zu verwenden, und es ist möglich, einen Betrieb des experimentellen Bestimmen des Verbrennungsmotordrehmomentsteuerbetragmessungswerts wegzulassen. Ebenso mit diesem Ausführungsbeispiel ist es auch bei dem Vorfall, dass es nicht möglich ist, das Übertragungs-drehmoment der Bremse B1 durch den Zielwert T_{br} aufgrund einer Störung, wie zum Beispiel einer Hydraulikansprechverzögerung oder einer Variation des Reibungskoeffizienten der Bremse B1 zu steuern, möglich, die Übereinstimmung der Drehzahl N_t der Eingangswelle 30 mit dem Zielwert N_r durch Berechnen des Übertragungs-drehmomentschätzwerts T_{b1} unter Verwendung der physikalischen Gleichung (5) und Berechnen des Verbrennungsmotordrehmomentschätzwerts T_r unter Verwendung der physikalischen Gleichung (4) zu verbessern, und es ist möglich, eine genauere Trägheitsphasensteuerung zu realisieren.

[0086] Mit diesem Ausführungsbeispiel, wie es in dem Blockdiagramm von Fig. 13 gezeigt ist, ist es möglich, das Drehmoment T_t der Eingangswelle 30 ohne Verwendung eines Drehmomentsensors durch Vorsehen des Eingangswellendrehmomentschätzblocks 126 zu berechnen. Signale, die die Drehzahl N_e des Verbrennungsmotors 10 und die Drehzahl N_t der Eingangswelle 30 des Automatikgetriebes 14 und so weiter darstellen, werden dem Eingangswellendreh-

momentschätzblock 126 eingegeben, und der Drehmomentschätzwert T_{t1} der Eingangswelle 30 wird berechnet und ausgegeben. Der Drehmomentschätzwert T_{t1} der Eingangswelle 30 wird dann dem Kupplungsübertragungs-drehmomentschätzblock 124 eingegeben und bei der Berechnung des Übertragungs-drehmomentschätzwerts T_{b1} der Bremse B1 unter Verwendung der Gleichung (5) verwendet. Hier kann der Drehmomentschätzwert T_{t1} der Eingangswelle 30 unter Verwendung der Gleichung (1) berechnet werden.

[0087] Auf diesem Weg gibt es bei dem Aufbau des Blockdiagramms von Fig. 13 durch Berechnen des Drehmomentschätzwerts T_{t1} der Eingangswelle 30 keinen Bedarf nach einem Drehmomentsensor, und es ist möglich, die Kosten zu verringern.

[0088] Fig. 14 ist ein Blockdiagramm einer Automatikgetriebebesteuereinheit eines weiteren Ausführungsbeispiels der vorliegenden Erfindung.

[0089] In diesem Ausführungsbeispiel ist ein Verbrennungsmotoransprechkompensationsblock 128 an der Ausgabe der Addiervorrichtung 112 als eine dynamische Charakteristikkompensationseinrichtung vorgesehen. Der Verbrennungsmotoransprechkompensationsblock 128 speichert ein inverses Charakteristikmodell für die dynamische Charakteristik zwischen dem Verbrennungsmotorsteuerbetrag und dem Verbrennungsmotordrehmoment, wobei der Verbrennungsmotordrehmomentsteuerbetrag weitergehend auf der Grundlage dieses inversen Charakteristikmodells kompensiert und zu dem Verbrennungsmotor 10 ausgegeben wird. Beispielsweise wird mit Bezug auf die dynamische Charakteristik zwischen dem Verbrennungsmotorsteuerbetrag und dem Verbrennungsmotordrehmoment ein primär Verzögerungsmodell für eine Zeitkonstante t_d berücksichtigt. Hier wird der Wert von t_d durch ein Experiment gesetzt. Der Gesamtaufbau der verbleibenden Hydrauliksteuerung 18 und so weiter ist der gleiche wie bei dem zweiten Ausführungsbeispiel und die Beschreibung wird weggelassen. [0090] In diesem Ausführungsbeispiel gibt es ebenso keinen Bedarf, eine Steuerabbildung zum Erhalten des Verbrennungsmotordrehmomentsteuerbetragmessungswerts zu verwenden, und es ist möglich, einen Betrieb zum experimentellen Bestimmen des Verbrennungsmotordrehmomentsteuerbetragmessungswerts wegzulassen. Da ebenso mit diesem Ausführungsbeispiel der Verbrennungsmotordrehmomentsteuerbetrag auf der Grundlage eines inversen Charakteristikmodells einer dynamischen Charakteristik zwischen dem Verbrennungsmotordrehmomentsteuerbetrag und dem Verbrennungsmotordrehmoment kompensiert wird, ist es möglich, die Verbrennungsmotordrehmomentansprechverzögerung mit Bezug auf die Eingabe des Verbrennungsmotordrehmomentsteuerbetrags zu kompensieren. Es ist daher möglich, die Übereinstimmung der Drehzahl N_t der Eingangswelle 30 mit dem Drehzahlzielwert N_r der Eingangswelle 30 weitergehend zu verbessern, und die genauere Trägheitsphasensteuerung zu realisieren.

[0091] In jedem der Ausführungsbeispiele wurde eine Beschreibung für Fälle angegeben, bei denen ein Eingangswellendrehzahlzielwert N_r aus dem Trägheitsphasenzeitzielwert T_{ir} berechnet wird und ein Verbrennungsmotordrehmoment gesteuert wird, so dass die Drehzahl N_t der Eingangswelle mit diesem Zielwert N_r übereinstimmt, aber es ist ebenso möglich, einen Zielwert für eine Eingangswellendrehzahlvariation über die Zeit dN_r/dt aus dem Trägheitsphasenzeitzielwert t_{ir} zu berechnen und eine Steuerung des Verbrennungsmotordrehmoments so durchzuführen, dass die Eingangswellendrehzahlvariation über die Zeit dN_t/dt mit diesem Zielwert dN_r/dt übereinstimmt. In jedem dieser Ausführungsbeispiele wurde eine Beschreibung für Fälle angegeben, bei denen die Antriebsquelle ein Verbrennungs-

motor ist, aber die vorliegende Erfindung ist ebenso anwendbar, wenn die Antriebsquelle ein Elektromotor ist. Jedoch für den Fall des Elektromotors als Antriebsquelle ist der Elektromotorstrom anstelle des Verbrennungsmotordrehmoments Gegenstand der Steuerung. Ebenso ist der Aufbau des Automatikgetriebes nicht auf den in Fig. 7 dargestellten Aufbau beschränkt und die vorliegende Erfindung kann angewendet werden, so lange das Automatikgetriebe Gangwechselbetriebe zum Eingreifen von Kupplungen oder Bremsen während des Steuerns des Übertragungsdrehmoments durchführt. Des weiteren ist der Hydraulikschaltkreis nicht auf den in Fig. 9 dargestellten Aufbau beschränkt, und die vorliegende Erfindung kann angewendet werden, so lange der Hydraulikschaltkreis einen Hydraulikdruck steuern kann, der Kupplungen oder Bremsen zugeführt wird.

[0092] Beim Wechseln der Gänge wird die einrückseitige Kupplungskraft des Automatikgetriebes 32 im Ansprechen auf einen einrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrag gesteuert, der im voraus in einem Speicherabschnitt 36 des einrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrags gesetzt ist. Ein Berechnungsblock 40 des ausrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrags hat ein internes physikalisches Modell des Automatikgetriebes 32. Dieser Berechnungsblock 40 des ausrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrags berechnet dann einen ausrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrag aus einem Übertragungseingangsdrehmomentschätzwert, der durch einen Übertragungseingangsdrehmomentschätzblock 34 berechnet wird, einem Laufwiderstandsschätzwert aus einem Laufwiderstandsschätzblock 38 und einem eingriffsseitigen Kupplungskraftsteuerbetrag unter Verwendung des physikalischen Modells, und steuert das Automatikgetriebe 32 unter Verwendung des berechneten ausrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrags. Da der ausrückseitige Kupplungskraftsteuerbetrag unter Verwendung eines physikalischen Modells berechnet wird, ist es einfach, den ausrückseitigen Kupplungskraftsteuerbetrag einzustellen. Es ist ebenso geeignet, das Verbrennungsmotordrehmoment zu der Zeit des Gangwechsels zu steuern, und ebenso kann dieses Verbrennungsmotordrehmoment unter Verwendung einer physikalischen Gleichung ermittelt werden.

Patentansprüche

1. Automatikgetriebebesteuerung zum Durchführen von einer Steuerung von Kupplung zu Kupplung zum Ändern eines Übersetzungsverhältnisses durch Ausrücken einer ausrückseitigen Kupplung während des Einrückens einer einrückseitigen Kupplung mit:
einem Setzblock zum Setzen einer einrückseitigen Kupplungskraft auf ein vorbestimmtes Muster; und
einem Ermittlungsblock der ausrückseitigen Kupplungskraft zum Ermitteln der ausrückseitigen Kupplungskraft in einer Drehmomentphase der Steuerung von Kupplung zu Kupplung unter Verwendung eines physikalischen Modells des Automatikgetriebes auf der Grundlage der einrückseitigen Kupplungskraft.
2. Automatikgetriebebesteuerung gemäß Anspruch 1, gekennzeichnet durch einen einrückseitigen Schätzblock zum Schätzen des einrückseitigen Kupplungsübertragungsdrehmoments, wobei die ausrückseitige Kupplungskraft mit einem physikalischen Modell unter Verwendung des geschätzten einrückseitigen Kupplungsübertragungsdrehmoments ermittelt wird.
3. Automatikgetriebebesteuerung gemäß Anspruch 1, gekennzeichnet durch einen ausrückseitigen Schätzblock zum Schätzen des ausrückseitigen Kupplungsübertragungsdrehmoments, wobei die ausrückseitige Kupplungskraft mit einem physikalischen Modell un-

ter Verwendung des ausrückseitigen Kupplungsübertragungsdrehmoments ermittelt wird.

4. Automatikgetriebebesteuerung gemäß Anspruch 1, gekennzeichnet durch

einem einrückseitigen Schätzblock zum Schätzen eines einrückseitigen Kupplungsübertragungsdrehmoments; und

einem ausrückseitigen Schätzblock zum Schätzen des ausrückseitigen Kupplungsübertragungsdrehmoments, wobei die ausrückseitige Kupplungskraft mit einem physikalischen Modell unter Verwendung des geschätzten ausrückseitigen und einrückseitigen Kupplungsübertragungsdrehmoments ermittelt wird.

5. Automatikgetriebebesteuerung mit einer Eingangswelle, der ein Antriebsdrehmoment eines Antriebsmotors zugeführt wird, einer Ausgangswelle zum Übertragen eines Antriebsdrehmoments auf eine Last und einer Vielzahl von Reibungseingriffsvorrichtungen, die zwischen der Eingangswelle und der Ausgangswelle vorgesehen sind, zum Steuern eines Automatikgetriebes zum Schalten von Übersetzungsverhältnissen durch Schalten von denjenigen Reibungseingriffsvorrichtungen aus der Vielzahl der Reibungseingriffsvorrichtungen, die im Eingriff sind, die mit folgendem versehen ist:

einem Trägheitsphasensteuerblock zum Steuern eines Übertragungsdrehmoments von eingrückten Reibungseingriffsvorrichtungen und einem Antriebsdrehmoment des Antriebsmotors in einer Trägheitsphase, die eine Zone ist, in der eine Eingangswellendrehzahl in eine Richtung einer Drehzahl bewegt wird, die durch die Ausgangswellendrehzahl und ein Zielübersetzungsverhältnis ermittelt wird, wobei der Trägheitsphasensteuerblock folgendes aufweist:

einen Trägheitsphasenzeitsetzblock zum Setzen eines Trägheitsphasenzeitzielwerts;

einen Übertragungsdrehmomentanweisungswertsetzblock zum Ausgeben eines Übertragungsdrehmomentanweisungswerts zum Steuern des Übertragungsdrehmoments der Reibungseingriffsvorrichtungen, die im Eingriff sind, gemäß einem gesetzten Übertragungsdrehmomentzielwert;

einen Übertragungsdrehmomentschätzblock zum Schätzen des Übertragungsdrehmoments der Reibungseingriffsvorrichtungen, die im Eingriff sind; und

einen Antriebsdrehmomentanweisungswertberechnungsblock zum Berechnen eines Antriebsdrehmomentzielwerts aus einer physikalischen Gleichung, die den Trägheitsphasenzeitzielwert und den Übertragungsdrehmomentschätzblockschätzwert verwendet, und zum Ausgeben eines Antriebsdrehmomentanweisungswerts zum Steuern des Antriebsdrehmoments des Antriebsmotors gemäß dem Antriebsdrehmomentzielwert.

6. Automatikgetriebebesteuerung gemäß Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass der Antriebsdrehmomentanweisungswertberechnungsblock einen Eingangswellendrehzahlzielwert auf der Grundlage des Trägheitsphasenzeitzielwerts berechnet und den Antriebsdrehmomentzielwert aus einer physikalischen Gleichung berechnet, die den Eingangswellendrehzahlzielwert und den Übertragungsdrehmomentschätzblockschätzwert verwendet.

7. Automatikgetriebebesteuerung gemäß Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass der Antriebsdrehmomentanweisungswertberechnungsblock einen Zielwert für eine Variation der Eingangswellendrehzahl über die Zeit auf der Grundlage des Trägheitsphasenzeitziel-

werts berechnet und den Antriebsdrehmomentzielwert aus einer physikalischen Gleichung berechnet, die den Zielwert für die Variation der Eingangswellendrehzahl über die Zeit und den Übertragungsdrehmomentschätzblockschätzwert verwendet.

8. Automatikgetriebebesteuerung gemäß einem der Ansprüche 5 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass der Übertragungsdrehmomentschätzblock das Übertragungsdrehmoment der Reibungseingriffsvorrichtung, die im Eingriff ist, aus dem Übertragungsdrehmomentzielwert schätzt.

9. Automatikgetriebebesteuerung gemäß einem der Ansprüche 5 bis 7, gekennzeichnet durch einen Eingangswellendrehmomentdetektor zum Erfassen eines Eingangswellendrehmoments und einem Eingangswellendrehzahlsensor zum Erfassen einer Eingangswellendrehzahl, wobei der Übertragungsdrehmomentschätzblock das Übertragungsdrehmoment der Reibungseingriffsvorrichtungen, die im Eingriff sind, aus einer physikalischen Gleichung schätzt, die das Eingangswellendrehmoment und die Eingangswellendrehzahl verwendet.

10. Automatikgetriebebesteuerung gemäß Anspruch 6, gekennzeichnet durch einen Eingangswellendrehzahlsensor zum Erfassen einer Eingangswellendrehzahl, wobei der Trägheitsphasensteuerblock des weiteren einen Rückführkompensationsblock zum Kompensieren des Antriebsdrehmomentanweisungswerts auf der Grundlage einer Abweichung zwischen dem Eingangswellendrehzahlzielwert und der Eingangswellendrehzahl aufweist.

11. Automatikgetriebebesteuerung gemäß Anspruch 7, gekennzeichnet durch einen Eingangswellendrehzahlsensor zum Erfassen der Eingangswellendrehzahl, wobei der Trägheitsphasensteuerblock des weiteren einen Rückführkompensationsblock zum Kompensieren des Antriebsdrehmomentanweisungswerts auf der Grundlage einer Abweichung zwischen dem Zielwert für eine Variation der Eingangswellendrehzahl über die Zeit und eine Variation der Eingangswellendrehzahl über die Zeit aufweist.

12. Automatikgetriebebesteuerung gemäß einem der Ansprüche 5 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass der Trägheitsphasensteuerblock des weiteren einen dynamischen Charakteristikkompensationsblock zum Kompensieren des Antriebsdrehmomentanweisungswerts auf der Grundlage eines dynamischen Charakteristikmodells zwischen dem Antriebsdrehmomentanweisungswert und dem Antriebsdrehmoment des Antriebsmotors aufweist.

13. Automatikgetriebebesteuerung gemäß einem der Ansprüche 5 bis 12, gekennzeichnet durch eine Hydrauliksteuerung zum Steuern eines Übertragungsdrehmoments der Reibungseingriffsvorrichtung unter Verwendung eines Hydraulikdrucks, wobei der Übertragungsdrehmomentanweisungswertsetzblock das Übertragungsdrehmoment von der Reibungseingriffsvorrichtung, die im Eingriff ist, durch Steuern des Hydraulikdrucks, der von der Hydrauliksteuerung zugeführt wird, unter Verwendung des Übertragungsdrehmomentanweisungswerts steuert.

14. Automatikgetriebebesteuerung gemäß einem der Ansprüche 5 bis 13, dadurch gekennzeichnet, dass der Antriebsmotor ein Verbrennungsmotor ist, und wobei der Antriebsdrehmomentanweisungswertberechnungsblock das Verbrennungsmotorantriebsdrehmoment durch Steuern der Verbrennungsmotorzündzeitabstimmung unter Verwendung des Antriebsdreh-

momentanweisungswerts steuert.

Hierzu 14 Seite(n) Zeichnungen

- Leerseite -

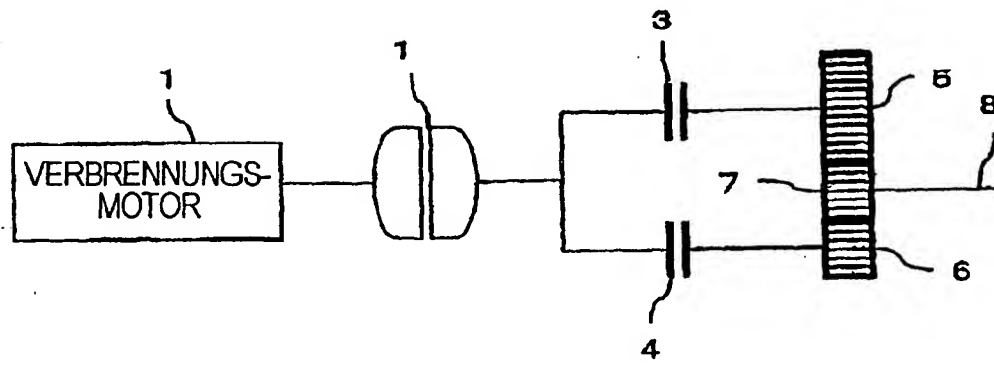


FIG. 1

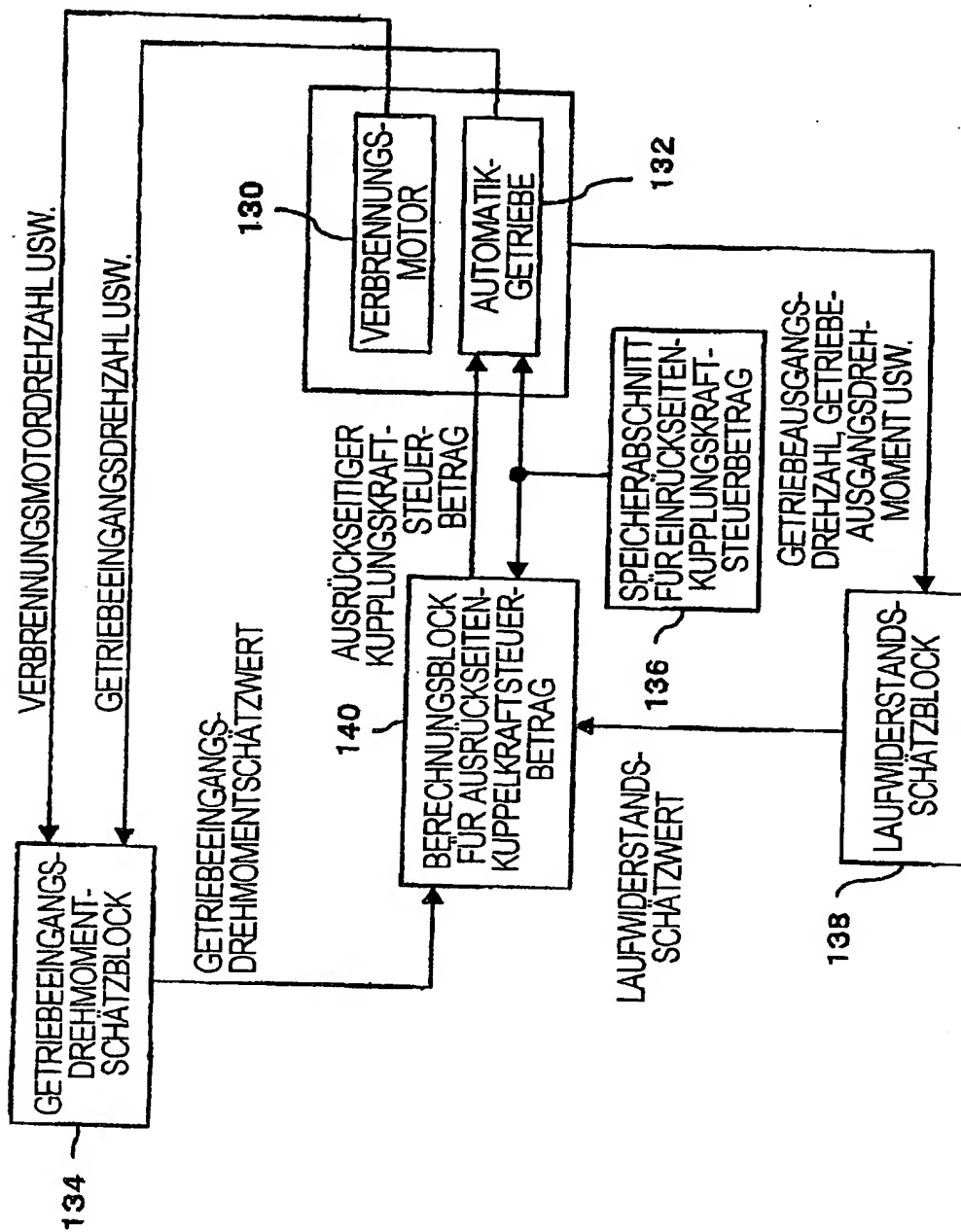


FIG. 2

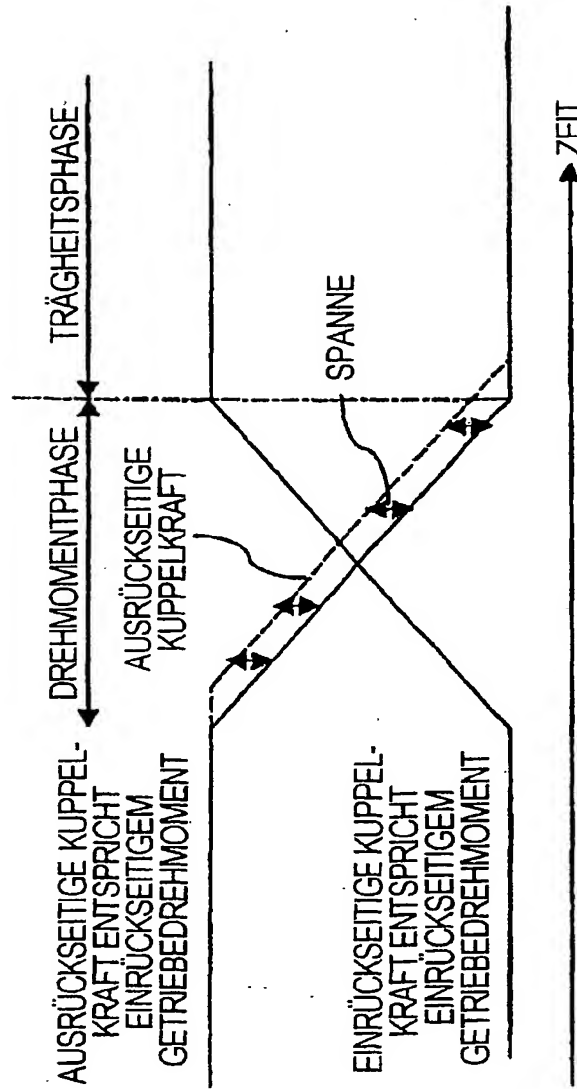


FIG. 3

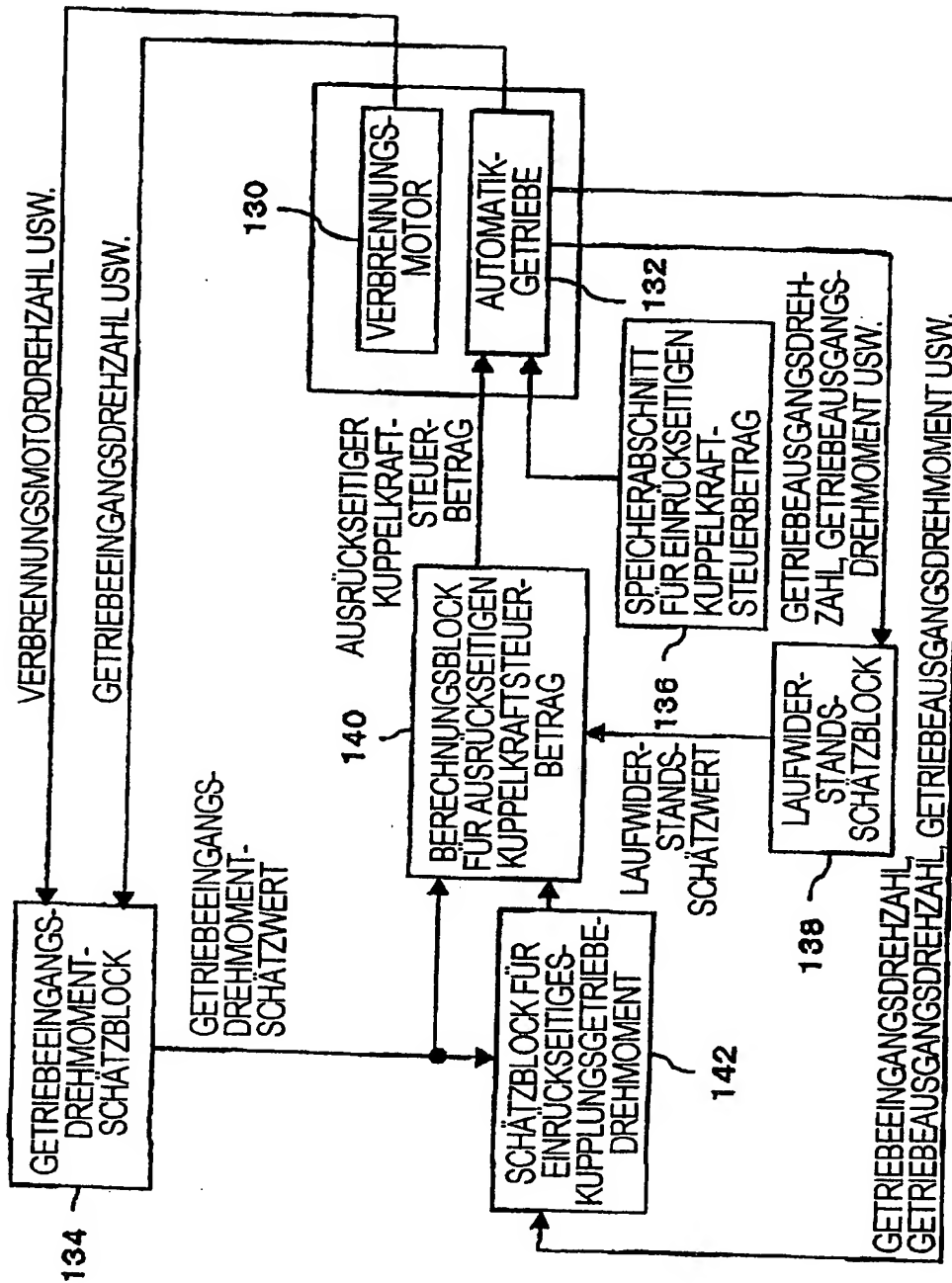


FIG. 4

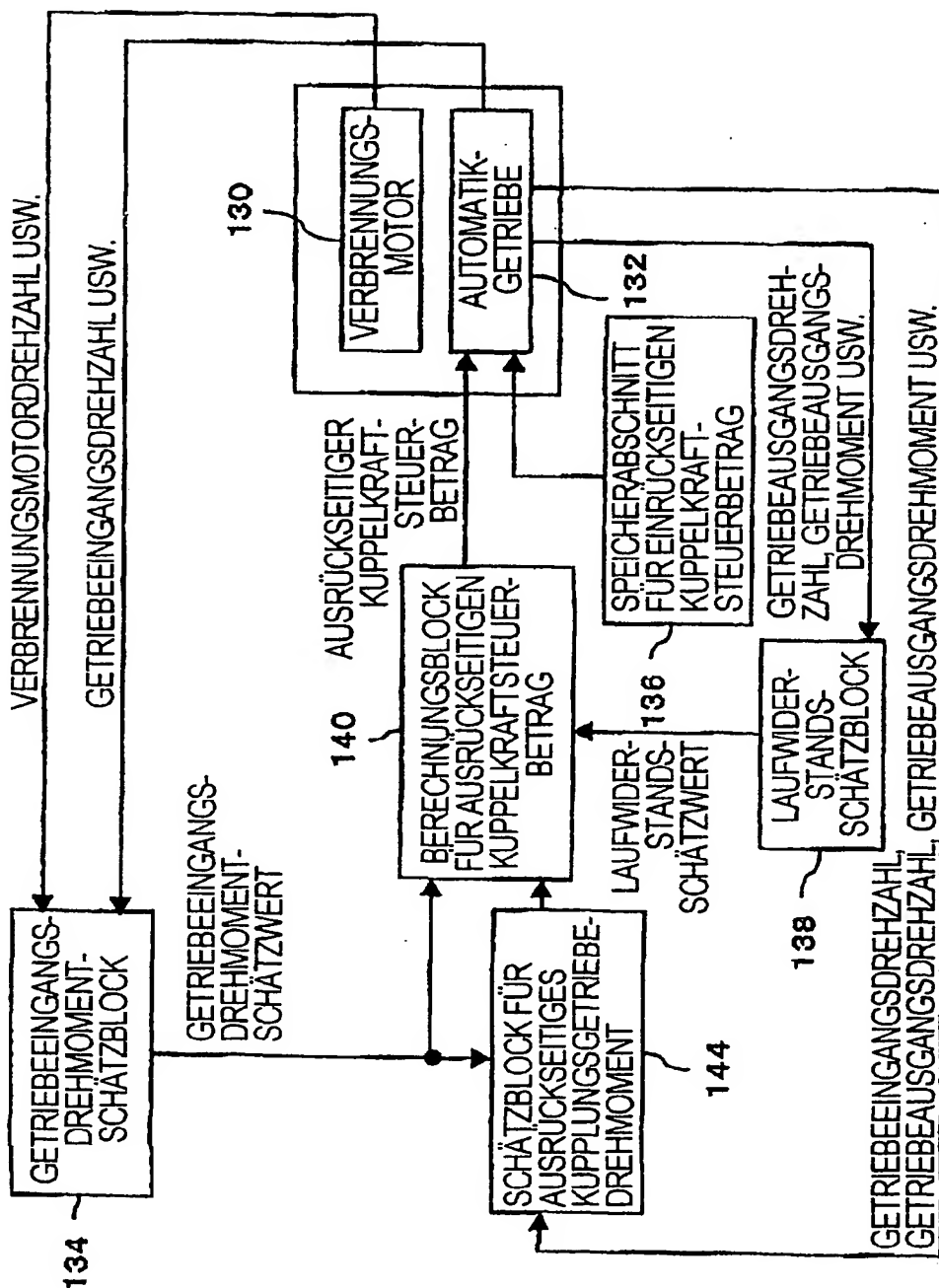


FIG. 5

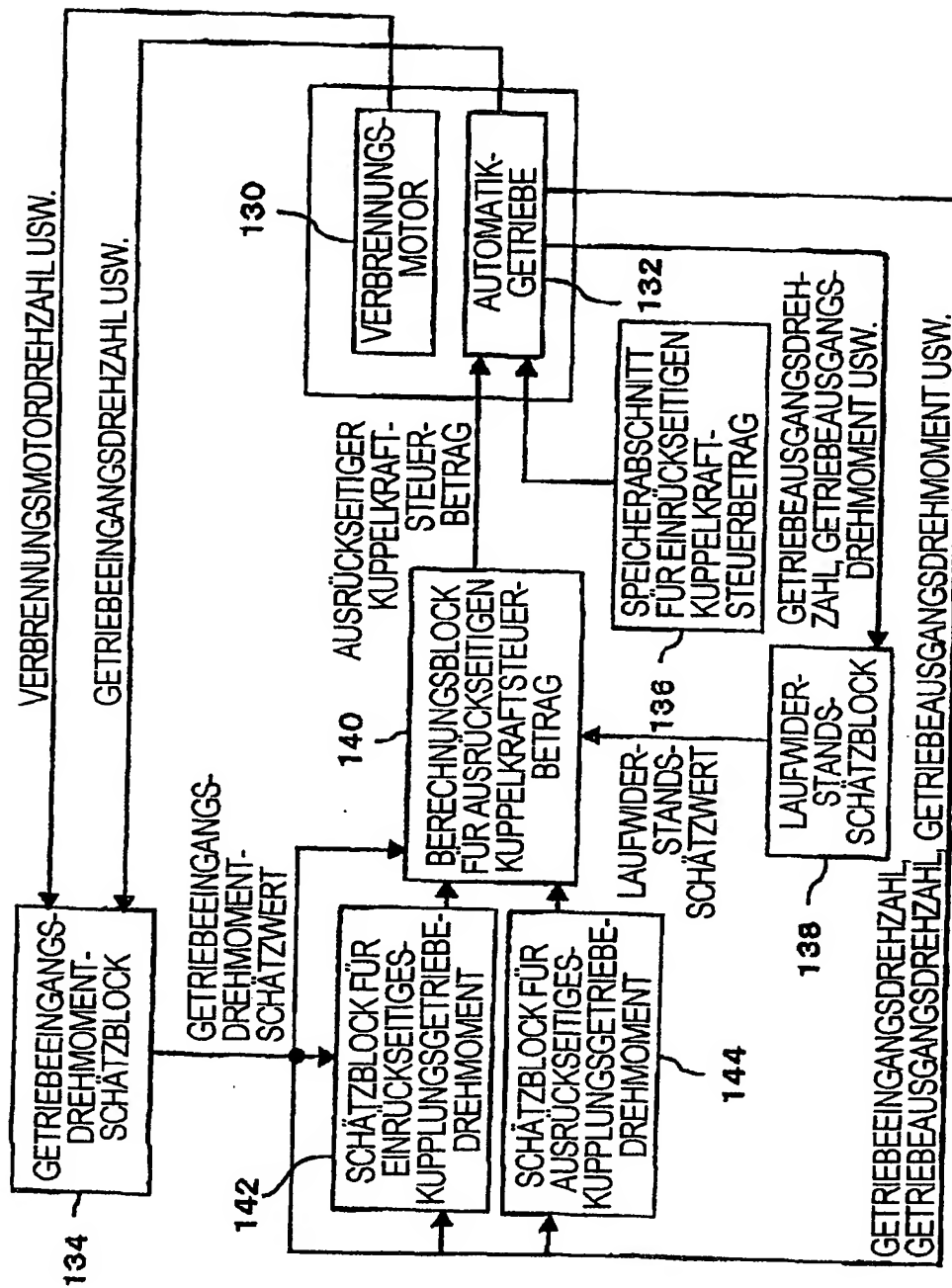


FIG. 6

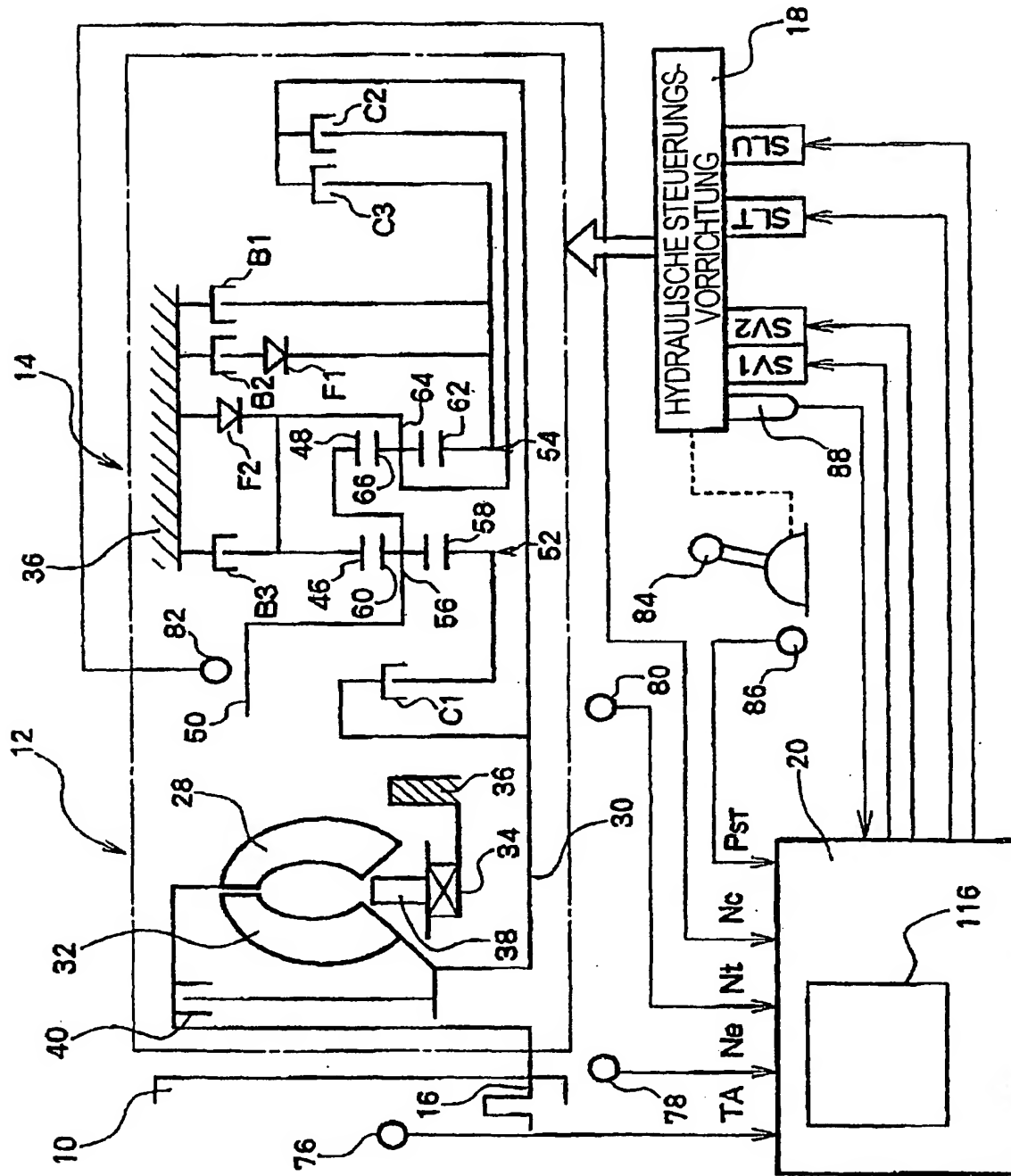
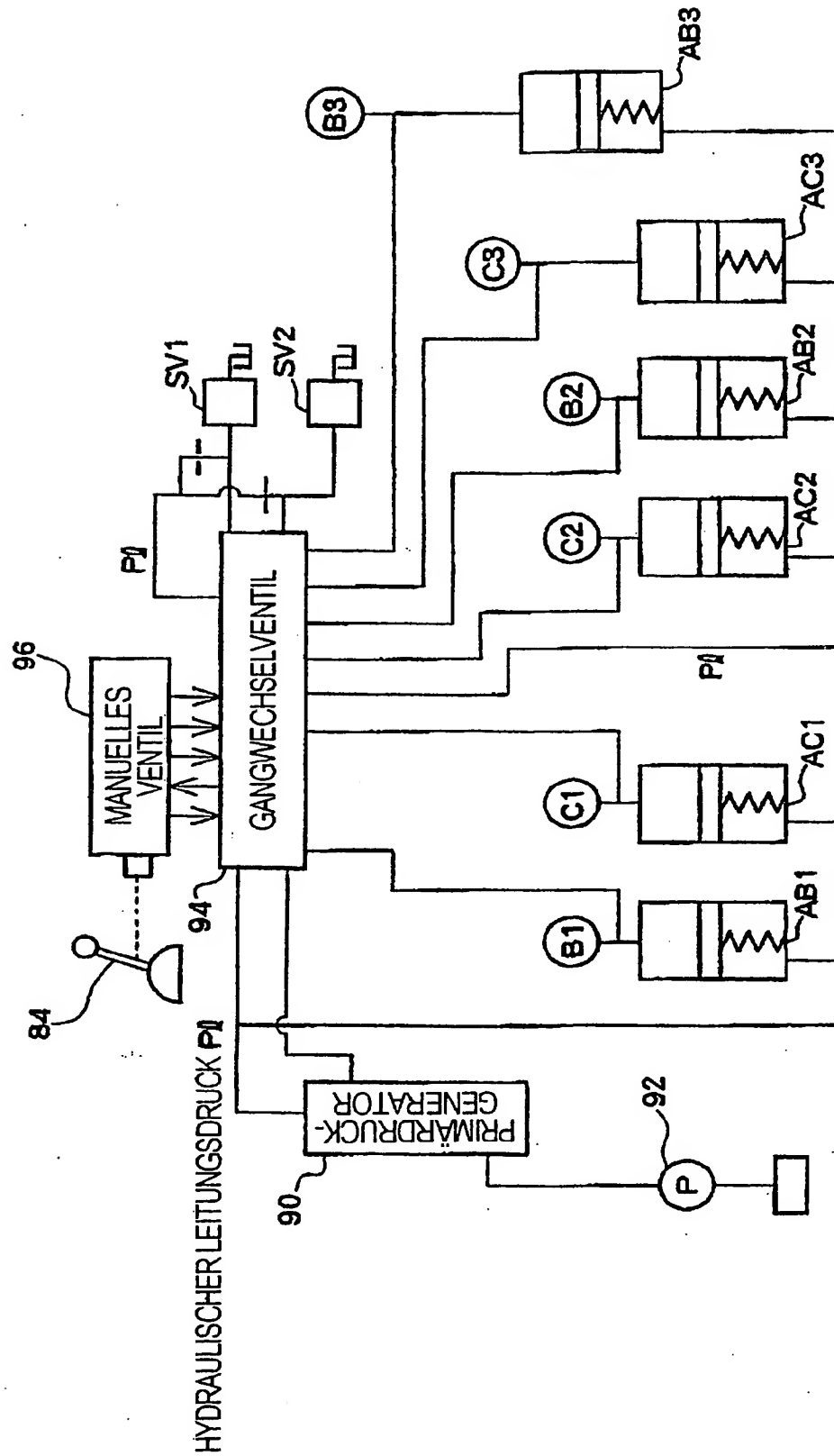


FIG. 7

	C1	C2	C3	B1	B2	B3	F1	F2
Rev	x	x	o	x	x	o	x	x
D-1.	o	x	x	x	x	x	x	o
D-2.	o	x	x	x	o	x	o	x
D-3.	o	o	x	x	o	x	x	x
D-4.	x	o	x	o	o	x	x	x
S-1.	o	x	x	x	x	x	x	o
S-2.	o	x	x	o	o	x	(o)	x
L-1.	o	x	x	x	x	o	x	(o)

FIG. 8

FIG. 9



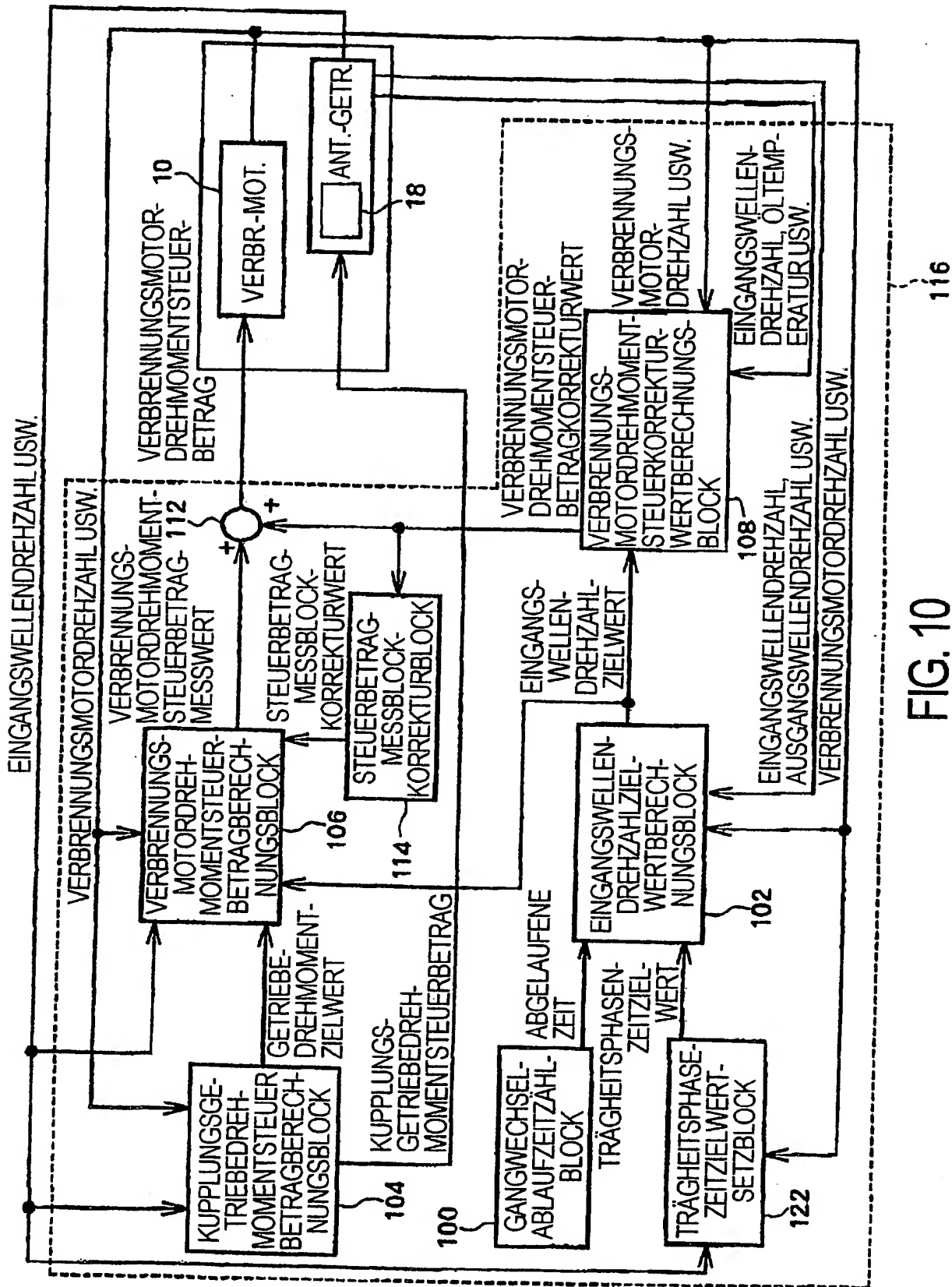


FIG. 10

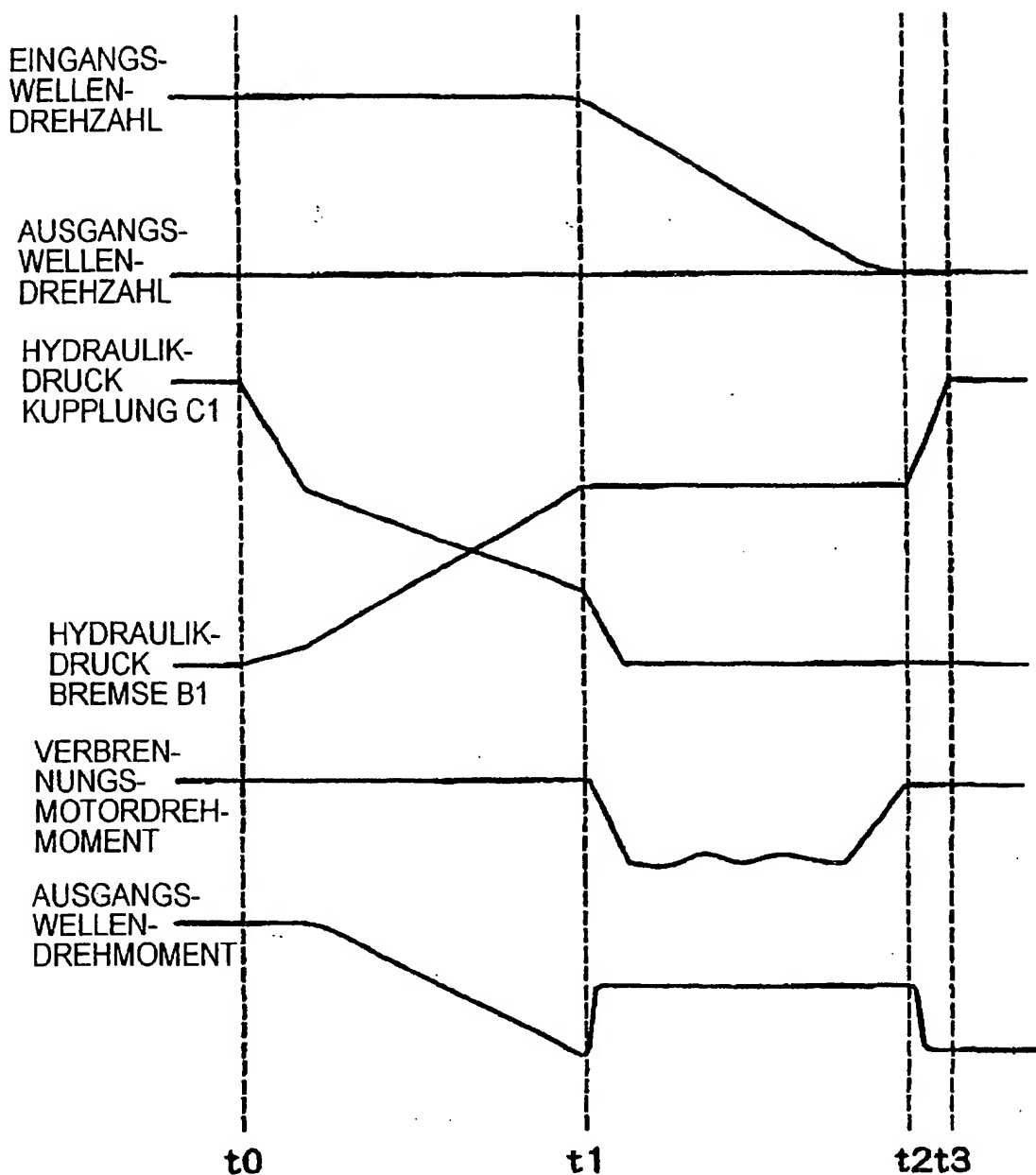
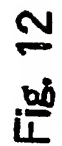
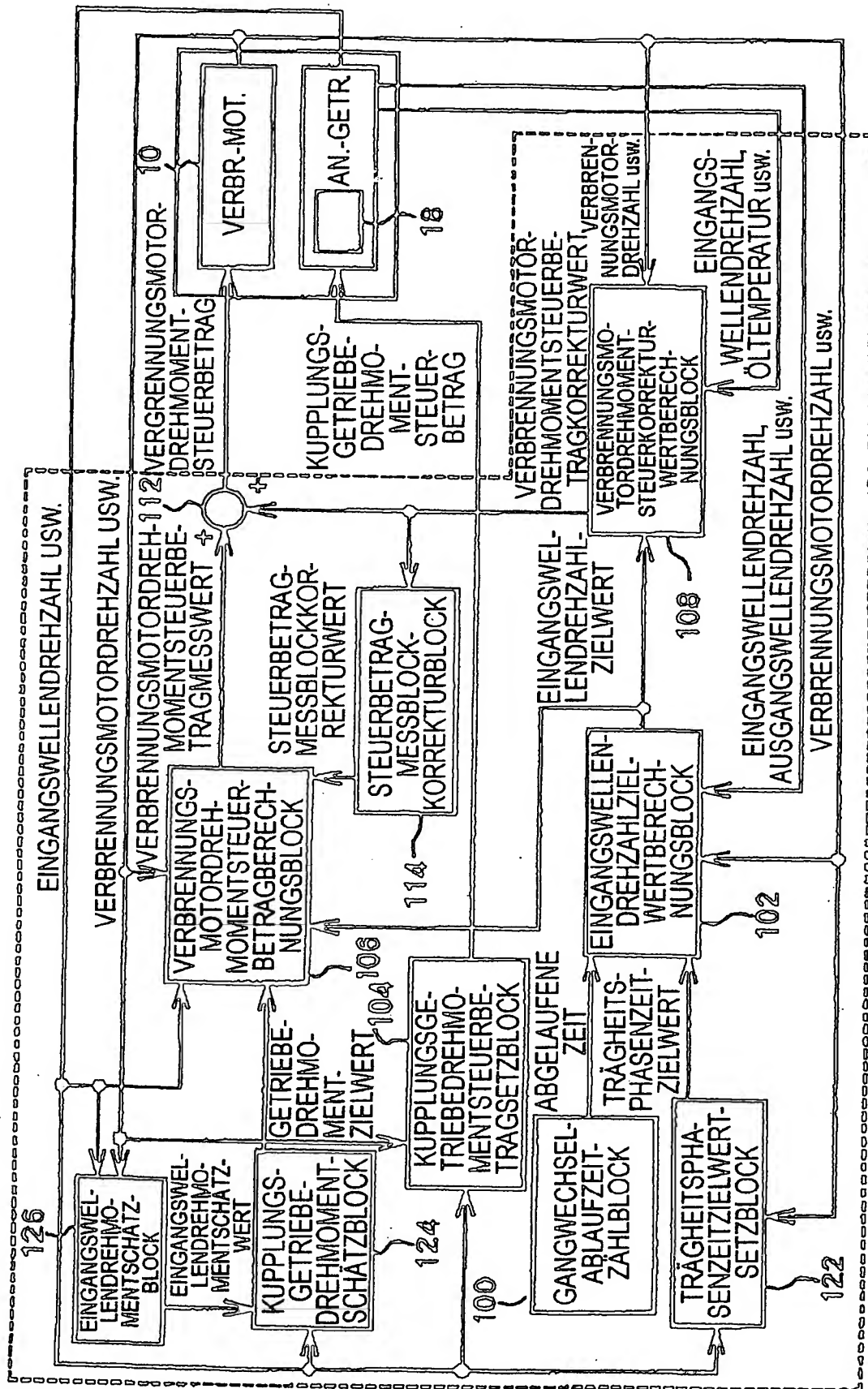
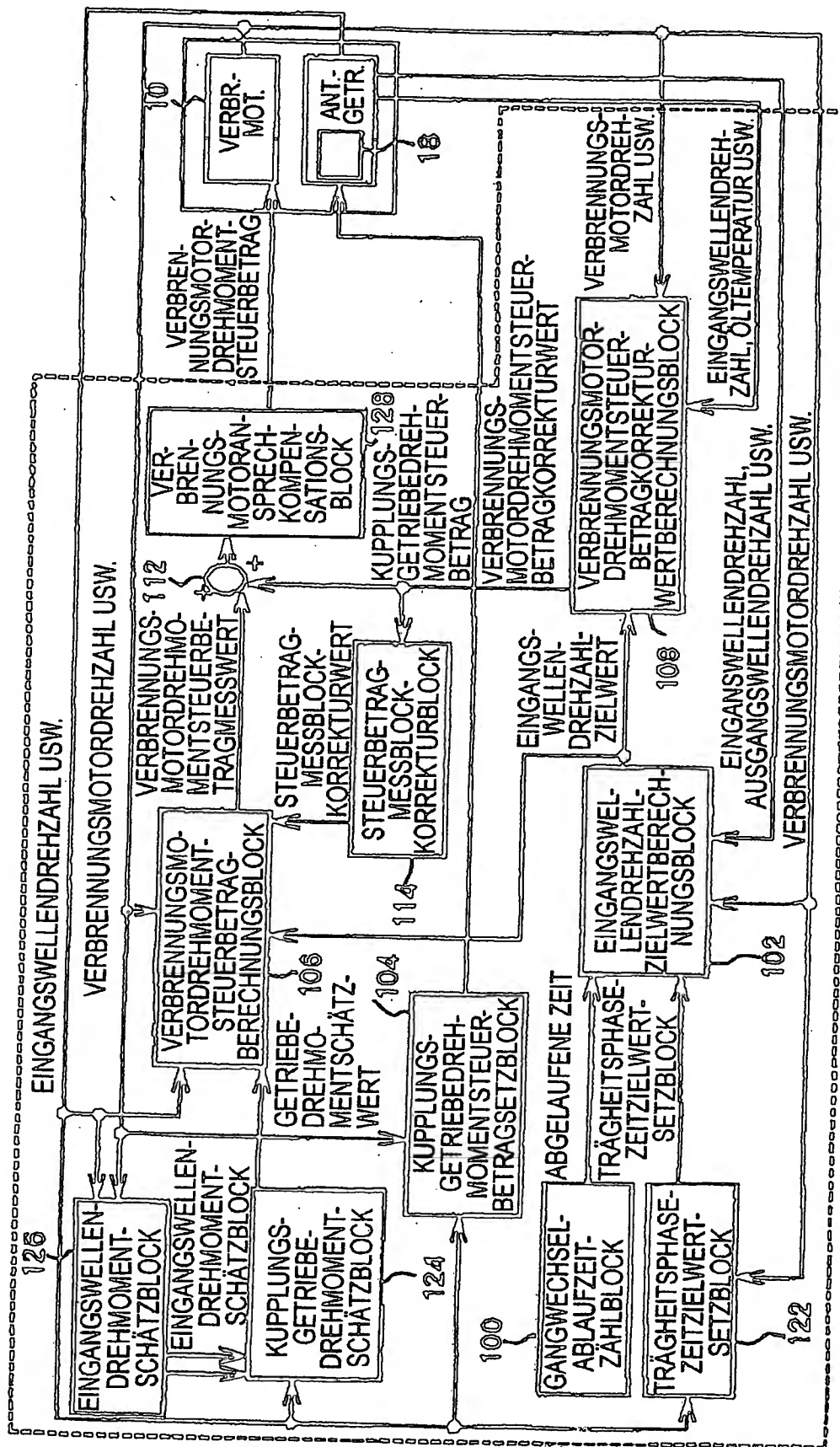


Fig. 11





ᲙᲗ
ᲙᲘ



1400